

VŠB - Technická univerzita Ostrava  
Fakulta Strojní  
Katedra výrobních strojů a konstruování

Návrh jeřábové dráhy pro přepravu materiálu  
k výrobní lince

Design of Crane Track for Material Transport  
to Production Line

Student:

Tomáš Kadrnka

Vedoucí bakalářské práce:

Dr. Ing. Jaroslav Melecký

Ostrava 2014

VŠB - Technická univerzita Ostrava  
Fakulta strojní  
Katedra výrobních strojů a konstruování

## Zadání bakalářské práce

Student: **Tomáš Kadrnka**  
Studijní program: B2341 Strojírenství  
Studijní obor: 2302R010 Konstrukce strojů a zařízení  
Specializace: 21 Konstrukce výrobních strojů a zařízení  
Téma: **Návrh jeřábové dráhy pro přepravu materiálu k výrobní lince**  
**Design of Crane Track for Material Transport to Production Line**

Zásady pro vypracování:

Navrhněte jeřábovou dráhu pro dopravu materiálu, forem a nosičů forem k výrobní lince Cannon.  
Respektujte tyto technické parametry:

- délka jeřábové dráhy je 8500 mm
- maximální hmotnost břemene 2500 kg

Samotná konstrukce jeřábové dráhy je uchycena ke stropu výrobní haly.

Bližší specifikaci nutných technických údajů provede firma Gumotex a.s. Břeclav.

Seznam doporučené odborné literatury:

JEŘÁBEK, K. *Metodika navrhování strojů*. 1.vyd. Praha, Ediční středisko ČVUT Praha, 1999. 119 s.  
ČÁSENSKÝ, M. *Metodika konstruování*. 1. vyd. Praha, Ediční středisko ČVUT Praha, 1990. 122 s.  
LEINVEBER, J., VÁVRA, P. *Strojnické tabulky* (4. přepracované vydání). Úvaly, 2008, ALBRA – pedagogické nakladatelství. 914 s. ISBN 978-80-7361-051-7.  
MYNÁŘ, V. A KOL. *Části strojů*. VŠB-TU Ostrava, 1978. 398 s.  
ČSN 01 6910 *Úprava písemností psaných strojem nebo zpracovaných textovými editory*. Praha, Český normalizační institut, srpen 1997. 36 s.  
ČSN ISO 690 *Bibliografické citace*. Obsah, forma a struktura. Praha, Český normalizační institut, 1996. 32 s.

Formální náležitosti a rozsah bakalářské práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí bakalářské práce: **Dr.Ing. Jaroslav Melecký**

Datum zadání: 17.02.2014

Datum odevzdání: 19.05.2014

doc. Dr. Ing. Ladislav Kovář  
vedoucí katedry



doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.  
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě: 16.5.2014

Jeladynka  
podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji diplomovou (bakalářskou) práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou (bakalářskou) práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že diplomová (bakalářská) práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové (bakalářské) práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou (bakalářskou) práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě: 16.5.2014



podpis

Jméno a příjmení autora práce:

Tomáš Kadrnka

Adresa trvalého pobytu autora práce:

U Jánského dvora 5

Břeclav

PSČ 69003

## ANOTACE BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

KADRNKA, T. *Návrh jeřábové dráhy pro přepravu materiálu k výrobní lince :* bakalářská práce. Ostrava : VŠB - Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra výrobních strojů a konstruování, 2014, 36 s. Vedoucí práce, Melecký J.

Bakalářská práce se zabývá návrhem jeřábové dráhy, která bude sloužit k přepravě materiálu k výrobní lince. Materiálem budou formy sloužící k výrobě PUR výplní sedáků automobilů. Úvodní část se zabývá problematikou manipulačních prostředků z oblasti jeřábů. Následující části se zabývají určením a výpočtem zatěžujících sil dle normy ČSN, dále výběrem vhodné jeřábové kočky, výběrem vhodného profilu pojezdového nosníku a jeho kontrola. Následným pevnostním výpočtem konstrukce jeřábové dráhy, který zahrnuje pevnostní kontrolu pomocí metody konečných prvků, jenž byla provedena v programu Inventor 2012. Výpočty jsou doplněny nákresy jednotlivých částí. Přílohou bakalářské práce je výkresová dokumentace.

## ANOTATION OF BACHELOR'S THESIS

KADRNKA, T. *Design of Crane track for Material Transport to Production Line :* bachelor's thesis. Ostrava : VŠB - Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Production Machines and Design, 2014, 36 s. Supervisor of bachelor's thesis Melecký J.

The bachelor's thesis deals with design of crane track to serve for material transport to production line. Material will be a form served for the production PUR of the car seat filling. Introductory part deals with problematic of manipulation resources from subject of crane. Another parts deal with determine and calculation of load forces according to ČSN norm, further selection of appropriate of crane trolley, selection of appropriate profile of girder rail and its check. Followed by strength calculation of construction of the crane track, which includes the strength check using the FEM made with Inventor 2012 program. Calculations are complemented with drawings of individual parts. Attachment of the bachelor's thesis is drawing documentation.

## Obsah bakalářské práce

1	Úvod .....	11
2	Zdvihací zařízení .....	12
3	Jeřábové dráhy .....	18
4	Zadání k výpočtu jeřábové dráhy .....	22
5	Výběr vhodného kladkostroje .....	25
6	Klasifikace jeřábu .....	27
7	Stanovení součinitelů .....	28
8	Rozbor silového zatížení konstrukce .....	30
8.1	<i>Zatížení stálé</i> .....	30
8.2	<i>Zatížení proměnlivé</i> .....	32
8.3	<i>Souhrn zatížení</i> .....	33
9	Pojezdový nosník .....	33
9.1	<i>Výpočet ohybových momentů u pojezdového nosníku</i> .....	34
9.2	<i>Kontrola pojezdového nosníku</i> .....	36
10	Návrh příčnicku A .....	36
10.1	<i>Předběžný návrh profilu příčnicku A</i> .....	36
10.2	<i>Kontrola profilu navrženého příčnicku A</i> .....	39
10.3	<i>Návrh svarového spoje</i> .....	40
11	Návrh příčnicku B .....	41
11.1	<i>Návrh svarových spojů</i> .....	44
12	Návrh tyče k uchycení příčníků .....	45
13	Zajištění proti horizontálnímu posunu jeřábové dráhy .....	47
13.1	<i>Kontrola příčnicku A</i> .....	47
13.2	<i>Kontrola svarového spoje <math>a_1</math></i> .....	49
13.3	<i>Kontrola svarového spoje <math>a_2</math></i> .....	50
13.4	<i>Předběžný návrh konstrukce a rozměrů držáku</i> .....	52
13.5	<i>Kontrola svarových spojů držáku</i> .....	53
14	Návrh zarážky a koncového spínače pojezdu jeřábové kočky .....	55
15	Kontrola držáku pomocí MKP .....	56
16	Závěr .....	60
17	Seznam použité literatury .....	60
18	Seznam příloh .....	62

## Seznam použitého značení

<b>Značka</b>	<b>Název</b>	<b>Jednotka</b>
$B_{mk}$	zatížení od setrvačných sil	[N]
$E$	modul pružnosti v tahu	[GPa]
$F_c$	výsledná zatěžující síla	[N]
$F_{cp}$	výsledná zatěžující síla příčnicku A	[N]
$F_{cpB}$	výsledná zatěžující síla příčnicku B	[N]
$F_p$	plocha průřezu HEB profilu	[cm <sup>2</sup> ]
$F_q$	stálé zatížení HEB nosníku	[N·m <sup>-1</sup> ]
$F_{qA}$	stálé zatížení příčnicku A	[N·m <sup>-1</sup> ]
$F_{qB}$	stálé zatížení příčnicku B	[N·m <sup>-1</sup> ]
$G_A$	hmotnost 1 m profilu DIN 1026-1 U 100	[kg·m <sup>-1</sup> ]
$G_B$	hmotnost 1 metru profilu EN 10059 rozměru 45 mm	[kg·m <sup>-1</sup> ]
$G_n$	hmotnost 1 m HEB profilu	[kg·m <sup>-1</sup> ]
$H_i$	zdvihová třída jeřábu	[-]
$H_k$	rozměr u jeřábové kočky	[mm]
$J_x$	moment setrvačnosti k ose ohybu x	[cm <sup>4</sup> ]
$J_{xA}$	moment setrvačnosti k ose příčnicku A	[cm <sup>4</sup> ]
$J_y$	moment setrvačnosti k ose ohybu y	[cm <sup>4</sup> ]
$J_{yA}$	moment setrvačnosti k ose příčnicku A	[cm <sup>4</sup> ]
$J_{ye}$	moment setrvačnosti nosného průřezu svaru	[mm <sup>4</sup> ]
$L$	délka jeřábové dráhy	[mm]
$L_C$	celková délka pojezdového nosníku	[mm]
$L_C$	celková délka pojezdového nosníku	[mm]
$L_{pA}$	délka příčnicku A	[mm]
$L_{pB}$	délka příčnicku B	[mm]
$L_{Cmin.}$	minimální délka pojezdového nosníku	[mm]
$M_{Bmk}$	ohybové namáhání od setrvačných sil	[N·m]
$M_{OA}$	ohybové namáhání příčnicku A	[N·m]
$M_{OAc}$	celkový ohybový moment u příčnicku A	[N·m]
$M_{OBc}$	celkový ohybový moment u příčnicku B	[N·m]
$M_{Oe}$	ohybový moment působící na svar zarážky	[N·mm]
$M_{O1}$	ohybové namáhání od síly $F_c$	[N·m]
$M_{O2}$	ohybové namáhání od tíhy nosníku	[N·m]

$M_{O3}$	ohybové namáhání na konci nosníku	[N·m]
$M_{Omax.}$	max. ohybové namáhání pojezdového nosníku	[N·m]
$P_D$	tlak na plochu držáku	[MPa]
$Q$	nosnost jeřábové dráhy	[kg]
$R_A$	reakce do podpěry	[N]
$R_B$	reakce do podpěry	[N]
$R_C$	reakce do podpěry	[N]
$R_D$	reakce do podpěry	[N]
$R_E$	reakce do podpěry	[N]
$R_e$	napětí na mezi kluzu	[MPa]
$R_F$	reakce do podpěry	[N]
$R_G$	reakce do podpěry	[N]
$R_H$	reakce do podpěry	[N]
$R_I$	reakce do podpěry	[N]
$S_D$	zatížená plocha držáku	[MPa]
$S_x$	statický moment poloviny průřezu	[cm <sup>3</sup> ]
$S_{SvA}$	průřez svaru	[mm <sup>2</sup> ]
$S_{SvB}$	průřez svaru	[mm <sup>2</sup> ]
$S_{SvD}$	průřez svaru	[mm <sup>2</sup> ]
$U$	plocha povrchu HEB profilu	[m <sup>2</sup> ·m <sup>-1</sup> ]
$W_O$	ohybový modul průřezu pojezdového nosníku	[cm <sup>3</sup> ]
$W_{OA}$	ohybový modul průřezu příčnicku A	[cm <sup>3</sup> ]
$W_{OBc}$	ohybový modul průřezu příčnicku B	[mm <sup>3</sup> ]
$W_{Oe}$	ohybový modul průřezu svaru	[mm <sup>3</sup> ]
$W_{OpB}$	ohybový modul profilu EN 10059, 45 mm	[mm <sup>3</sup> ]
$W_x$	průřezový modul k ose ohybu x	[cm <sup>3</sup> ]
$W_{xp}$	průřezový modul profilu DIN 1026-1 U 100	[cm <sup>3</sup> ]
$W_{xpA}$	průřezový modul příčnicku A	[cm <sup>3</sup> ]
$W_y$	průřezový modul k ose ohybu y	[cm <sup>3</sup> ]
$a_p$	délka strany čtverce profilu EN 10059, 45 mm	[mm]
$a_1$	výška průřezu svaru	[mm]
$a_2$	výška průřezu svaru	[mm]
$a_3$	výška průřezu svaru	[mm]
$a_4$	výška průřezu svaru	[mm]



$a_5$	výška průřezu svaru	[mm]
$b$	šířka HEB profilu	[mm]
$c_1$	rozměr držáku	[mm]
$c_2$	rozměr držáku	[mm]
$c_3$	rozměr držáku	[mm]
$b_p$	šířka profilu DIN 1026-1 U 100	[mm]
$c_4$	rozměr držáku	[mm]
$c_5$	rozměr držáku	[mm]
$c_6$	rozměr držáku	[mm]
$e_1$	rozměr zarážky	[mm]
$e_2$	rozměr zarážky	[mm]
$e_3$	rozměr zarážky	[mm]
$f_k$	součinitel tření	[-]
$g$	gravitační zrychlení	[m·s <sup>-2</sup> ]
$h$	výška HEB profilu	[mm]
$h_p$	výška profilu DIN 1026-1 U 100	[mm]
$i_k$	rozvor kol jeřábové kočky	[mm]
$i_x$	poloměr setrvačnosti k ose ohybu x	[cm]
$i_y$	poloměr setrvačnosti k ose ohybu y	[cm]
$k$	koeficient bezpečnosti	[-]
$k_s$	koeficient bezpečnosti svar. spoje	[-]
$k_3$	převodní součinitel svar. spoje	[-]
$k_4$	převodní součinitel svar. spoje	[-]
$l$	výška zdvihu jeřábové dráhy	[mm]
$m_k$	zatížení od kladkostroje a kladnice	[N]
$m_{kl}$	hmotnost kladkostroje	[kg]
$m_q$	zatížení od břemene	[N]
$r$	poloměr zaoblení hrany HEB profilu	[mm]
$s$	tloušťka stěny HEB profilu	[mm]
$s_x$	rameno vnitřních sil	[cm]
$t$	tloušťka stěny HEB profilu	[mm]
$l$	výška zdvihu jeřábové dráhy	[mm]
$v_h$	rychlost mikrozdvihu (s břemenem)	[m·min <sup>-1</sup> ]
$v_{hl}$	rychlost zdvihu kladkostroje (bez břemene)	[m·min <sup>-1</sup> ]

$v_{h2}$	rychlost pojezdu kladkostroje	$[m \cdot min^{-1}]$
$x_1$	souřadnice od neutrální osy	$[mm]$
$y$	dovolený průhyb nosníku	$[mm]$
$y_1$	souřadnice od neutrální osy	$[mm]$
$\delta_h$	dynamický zdvihový součinitel	$[-]$
$\gamma_{gk}$	součinitel zatížení od hm. kladkostroje a kladnice	$[-]$
$\gamma_{gn}$	součinitel zatížení od vlastní hmotnosti	$[-]$
$\gamma_{lo}$	součinitel zatížení od břemene	$[-]$
$\sigma_{Dt}$	dovolené napětí v tahu	$[MPa]$
$\sigma_{MKP}$	napětí zjištěné dle MKP	$[MPa]$
$\sigma_o$	napětí v ohybu pojezdového nosníku	$[MPa]$
$\sigma_{oA}$	výsledné napětí v ohybu příčnicku A	$[MPa]$
$\sigma_{op}$	napětí v ohybu příčnicku A	$[MPa]$
$\sigma_{red1}$	reduované napětí v koutovém svaru	$[MPa]$
$\sigma_{red2}$	reduované napětí v koutovém svaru	$[MPa]$
$\tau_{\perp D}$	dovolené napětí v koutovém svaru	$[MPa]$
$\tau_{\perp DSV}$	dovolené napětí v koutovém svaru	$[MPa]$
$\tau_{\perp 1}$	napětí v koutovém svaru	$[MPa]$
$\tau_{\perp 2}$	napětí v koutovém svaru	$[MPa]$
$\tau_{\perp 3}$	napětí v koutovém svaru	$[MPa]$
$\tau_{\perp 4}$	napětí v koutovém svaru	$[MPa]$
$\tau_{\perp 5}$	napětí v koutovém svaru	$[MPa]$
$\tau_{//1}$	napětí v koutovém svaru	$[MPa]$
$\tau_{//2}$	napětí v koutovém svaru	$[MPa]$

## 1 Úvod

Při vypracování této práce si kladu za cíl navrhnout jeřábovou dráhu sloužící k dopravě materiálu, manipulaci s formami a nosiči forem nad karuselem linky Cannon, která je umístěna v III. etáži budovy č. 12 firmy Gumotex. Linka Cannon slouží k výrobě pěnových výplní sedaček, určených převážně k použití u nákladních automobilů a jiných dopravních prostředků. Během řešení budu vycházet ze zavedených norem a postupů vhodných pro návrh jeřábových drah. Základem výpočtu bude zjištění silových účinků vyvolaných provozem jeřábové dráhy, které zjistím ze zadaných parametrů. Podle toho provedu základní výpočet nosníku pojezdové dráhy, u které je vlivem působení silových účinků, vyvozeno ohybové namáhání. Dále z podmínek statiky určím místo, kde dochází k největšímu ohybovému namáhání a z výsledných hodnot určím vhodných profil nosníku pojezdové dráhy. Dalším krokem bude návrh uchycení nosníku ke stropní konstrukci pomocí vhodných příčníků a kruhových tyčí. Výpočet konstrukce zahrnuje také pevnostní kontrolu profilů a svarových spojů. Součástí práce je také výběr vhodné jeřábové kočky. Výsledky mých výpočtů budou porovnány s pevnostní analýzou provedenou v programu Autodesk Inventor 2012.

## 2 Zdvihací zařízení

Jeřáby jsou strojní zařízení, která jsou v průmyslu používána k přemísťování a zdvihání těžkých předmětů respektive břemen vodorovným a svislým směrem ve vyhrazeném prostoru. Toto strojní zařízení patří do kategorie zdvihadel. Své využití najdou především ve stavebním a strojním průmyslu, ale také v jiných odvětvích, kde je potřeba manipulovat s těžkými břemeny. Ve stavebnictví jde o přemísťování materiálu po staveništi (ocelové, dřevěné a betonové nosníky, materiál v kapalném i tuhém stavu atd.). V odvětví strojního průmyslu najdou využití v přemísťování rozměrných a těžkých strojních součástí, nebo celých strojů. Jeřáby najdou dále využití též v důlním a lodním průmyslu. Tato zařízení můžeme rozdělit podle několika hledisek.

Podmínky vhodné k použití zdvihacích zařízení:

- přemísťování zejména těžkých předmětů nestejných rozměrů a hmotnosti
- materiálový tok je přerušován a zpravidla ve stejných intervalech
- přemísťování probíhá na omezené, stále stejném prostoru či ploše
- v případě nedostatku na pracovištích
- absence vyhovujících dopravních cest
- při požadavku vertikální i horizontální dopravy břemen

### Základní rozdělení zdvihacích zařízení

Jsou rozděleny podle těchto hledisek:

#### *Rozdělení zařízení podle konstrukce*

- mostové jeřáby
- sloupové a věžové jeřáby
- portálové a poloportálové jeřáby
- konzolové jeřáby
- plovoucí jeřáby
- silniční a kolejové jeřáby
- lanové jeřáby
- výložníkového typu

*Rozdělení zařízení podle pohonu:*

- hydraulický
- pneumatický
- elektropohon
- pohon spalovacím motorem
- ruční pohon
- sdružený

V dřívějších dobách bylo u železničních jeřábů využíváno parního pohonu, ten však díky své nízké účinnosti byl postupně nahrazován modernějšími pohony. V případě, že se jeřáb nenachází v dosahu napájecí sítě, bývá Elektrická energie produkována z dieselaagregátu na přípojném generátorovém voze.

*Dle typu uchycení břemene k:*

- drapákové
- magnetické
- chapadlové
- pomocí háku

*Dle charakteristiky jejich pracovního využití:*

- stavební
- dílenské
- železniční
- lodní
- přístavní
- montážní
- hutní
- důlní
- rudištní
- nádvorní a skládkové
- jiné určení

*Hutní jeřáby můžeme dále rozdělit na:*

- jeřáby lici

- kalící
- stahovací
- sázecí
- beranidlové
- korýtkové atd.

*Dle způsobu práce:*

- otočné
- plovoucí
- pojízdné
- se sdruženými pohyby
- nepojízdné

**Jeřáby otočné** mají nepohyblivou základnu, břemena jsou přemísťována otáčením výložníku, to může být proměnné nebo neproměnné. tyto jeřáby mohou být pojízdné nebo nepojízdné.

**Plovoucí** jeřáby mají své stanoviště (lod') na hladině vody, jsou přemísťovány ve vleku nebo vlastním pohonem

**Pojízdné** jejich stanoviště je umístěno na jeřábové dráze a po této dráze pojíždí. Břemena jsou přemísťována sdruženými pohyby.

**Se sdruženými pohyby** přemísťují břemena kombinací dvou a více pracovních pohybů. Např. zvedání břemena a současným pohybem výložníku.

**Jeřáby nepojízdné** svá stanoviště nemění. Břemena jsou přemísťována otáčením výložníku a pojezdem kočky.

### **Hlavní technické parametry, požadavky a vlastnosti jeřábů.**

*Technické parametry jeřábových konstrukcí:*

- jmenovitá hmotnost [kg, t] - největší a nejtěžší břemeno, kterým lze pomocí jeřábu manipulovat
- rozpětí - vodorovná vzdálenost středních rovin najížděcích kol
- vyložení výložníku - vodorovná vzdálenost svislé osy závěsu břemene od osy otáčení
- délka dráhy u mostových jeřábů

- výška zdvihu břemene - nejnižší a nejvyšší poloha zavěšeného břemene ve směru jeho pohybu

Požadavky kladené na jeřáby:

- velký dopravní výkon
- bezpečnost a spolehlivost
- jednoduchost, možnost automatizace
- nízké výrobní a provozní náklady

*Konstrukce jeřábu je složena z těchto hlavních částí:*

- nosná konstrukce
- zdvihací ústrojí
- uložení jeřábu
- pohonná jednotka

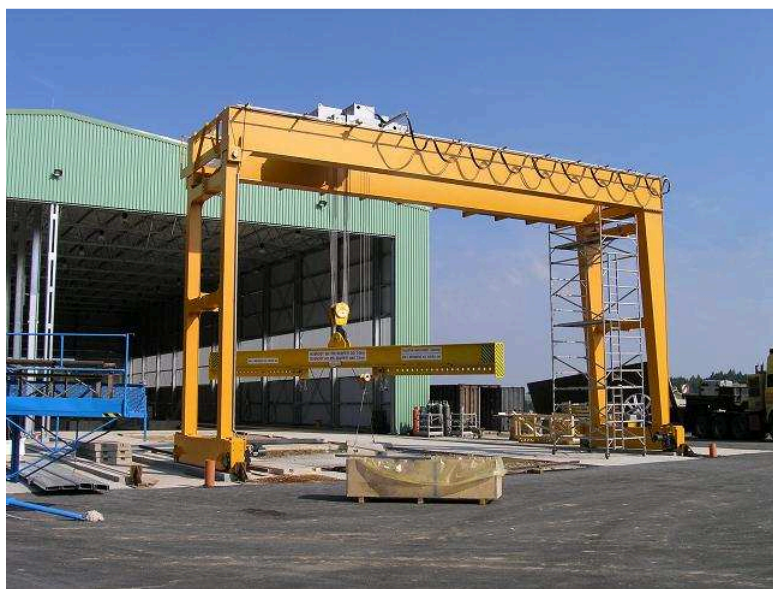
### **Jeřáby z historického pohledu**

Jeřáby patřily již dobách starověkého Egypta k nezastupitelným mechanickým pomocníkům usnadňující lidskou práci, tuto úlohu sehrávají dodnes. V Egyptě často používané jeřáby byly z dnešního pohledu primitivní konstrukcí ramene s protizávažím, též nazývané shaduf a své uplatnění našly u vytahování kbelíků vody z řeky. K další civilizací využívající jeřábů byli staří Řekové, kteří používali zvedací mechanismy na svých stavbách vyšších a stavebně náročných budov. K pohonu bylo používáno síly lidské, užitkového dobytka. V dobách středověku byly také používány přírodní síly v podobě vodních či větrných mlýnů. Období 18. a 19. se nese ve znamení parních strojů, které našly využití nejen v dopravě, ale také u pohonu průmyslových jeřábů. Využití dobytka a přírodních sil tím citelně ubylo na významu. Mnohé osvědčené parní stroje byly používány i v průběhu 20. století. Dnešní moderní průmyslové jeřáby jsou poháněny zejména elektromotory, spalovacími motory a hydraulickými systémy. Tam, kde není potřeba zvedat těžká břemena, je používáno lidské síly v podobě ručních mechanismů. K nim patří například kladkostroje.

*Příklady jeřábových konstrukcí:*

- portálový (obr. 2.1)

- sloupový (obr. 2.2)
- konzolový (obr. 2.3)
- kolejový (obr. 2.4)
- lanový (obr. 2.5)
- automobilový (obr. 2.6)
- lodní jeřáb (obr. 2.7)



Obr. 2.1 Portálový jeřáb [1]



Obr. 2.2 Sloupový jeřáb [2]

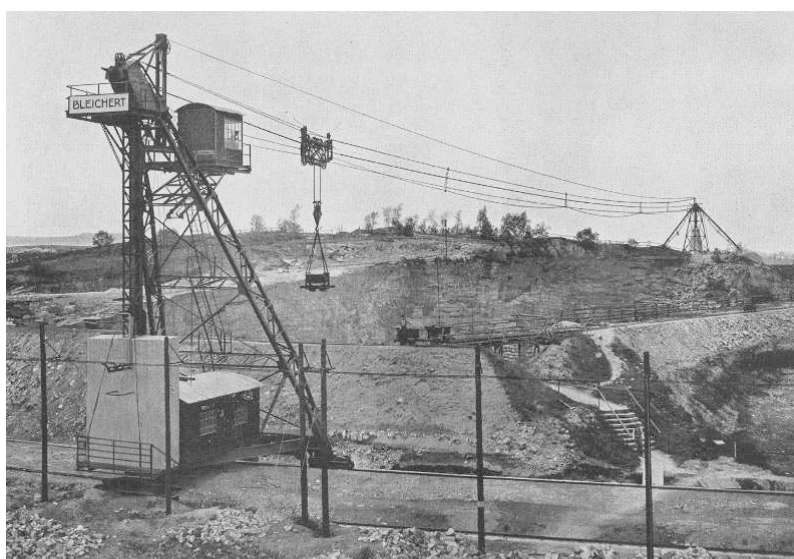




Obr. 2.3 Konzolový jeřáb [3]



Obr. 2.4 Moderní kolejový jeřáb Gottwald GS 150.14 TR [4]



Obr. 2.5 Lanový jeřáb v kamenolomu [5]



Obr. 2.6 Automobilový jeřáb výrobce MAN [6]



Obr. 2.7 Lodní jeřáb [7]

### 3 Jeřábové dráhy

Pro mou bakalářskou práci jsem si vybral tento druh jeřábu. Jeřábovou dráhou rozumíme typ jeřábu, u kterého je pojezdová dráha zároveň hlavní nosnou částí jeřábové konstrukce. Jako ocelový nosník je zpravidla používán I profil a jeho odnože. Dále je jeřábová dráha tvořena kočkou, která je uchycena na nosníku a pojíždí na pojezdových kolech po pojezdových drahách v jednom směru. Pohyb kočky vykonává

elektromotor, který je řízen dálkově. Pohyb kočky však může být zajištěn též ručně obsluhou. Tento druh jeřábu je nejčastěji používán ve výrobních a montážních halách průmyslových podniků.



Obr. 3.1 Jeřábová dráha jako součást mostového jeřábu [8]

### Hlavní části jeřábové dráhy

- Pojezdový nosník
- Jeřábová kočka
- Nosná konstrukce
- Příslušenství

### Pojezdový nosník

Jde o ocelový nosník stálého průřezu po celé své délce. Většinou je používán profil I, ale také pro tyto účely navržené profily HEA, HEB a IPE. Nosník musí umožnit pojezd kočky, k čemuž slouží jeho pojezdové dráhy. Profily HEA, HEB a IPE mají za tímto účelem přímo uzpůsobené pojezdové dráhy. Nosník je napevno uchycen ke konstrukci budovy, stropu, sloupům atd. Přitom se musí brát zřetel na statiku dané budovy a nosnost jejích konstrukčních částí.



Obr. 3.2 Řez pojezdovým nosníkem profilu HEB [9]

### **Kladkostroj**

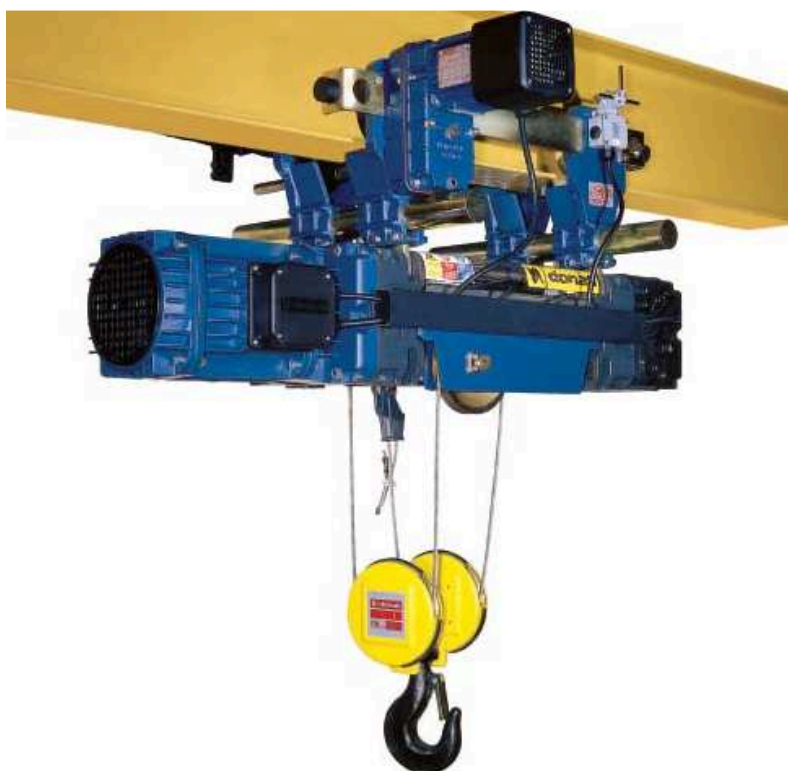
Úkolem kladkostroje je zajistit zvedání, spouštění a přemístění břemene. Kladkostroj je uložen na pojezdových kolech a ta se odvalují po pojezdové dráze (pásnice) nosníku. Pohon většinou zajišťují dva elektromotory, jeden pro vertikální pohyb břemene (zvedání, spouštění) a druhý zajišťuje horizontální pojezd kladkostroje. Elektromotory však mohou být nahrazeny ručním pohonem a to pro oba typy pohybů. Pro jednonosníkové jeřábové dráhy jsou převážně používány podvěsné kladkostroje, které pojíždí po spodní pásnici pojezdového nosníku. Kladkostroje můžeme rozdělit na dva základní typy.

- **Ruční kladkostroj** - zvedání a přemístění břemena je realizováno výhradně lidskou silou, používají se tam, kde jsou zvedána břemena nižších hmotností, s méně častým provozem a tam, kde není umožněn přístup k elektrické síti, tažným prvkem bývá zpravidla řetěz
- **Elektrický kladkostroj** - k pohonu používá dva elektromotory, jeden obstarává zvedání břemena a druhý pojíždění kladkostroje, u rozměrných konstrukcí kladkostrojů obstarávají pojezd dva elektromotory, jako tažný prvek bývá použito lano, které se navíjí na buben, nebo řetěz, který je ukládán v zásobníku pod kladkostrojem





Obr. 3.3 Elektrický řetězový kladkostroj s pojezdovým mechanismem [10]



Obr. 3.4 Elektrický lanový kladkostroj s pojezdovým mechanismem [11]

## Nosná konstrukce

Nosná konstrukce je tvořena řadou normalizovaných profilů typu jäckl, I, U, kruhových tyčí a jiných. Konstrukce plní nosnou (závěsnou) funkci pojezdovému nosníku. Tedy má za úkol jej vhodně upevnit na základy jeřábu. V tomto případě stropní konstrukce.

## Příslušenství

Mezi příslušenství jeřábové dráhy patří elektrická zařízení, rozvody, ovladače, čidla a jiné prvky, které zajišťují elektrifikační funkci.

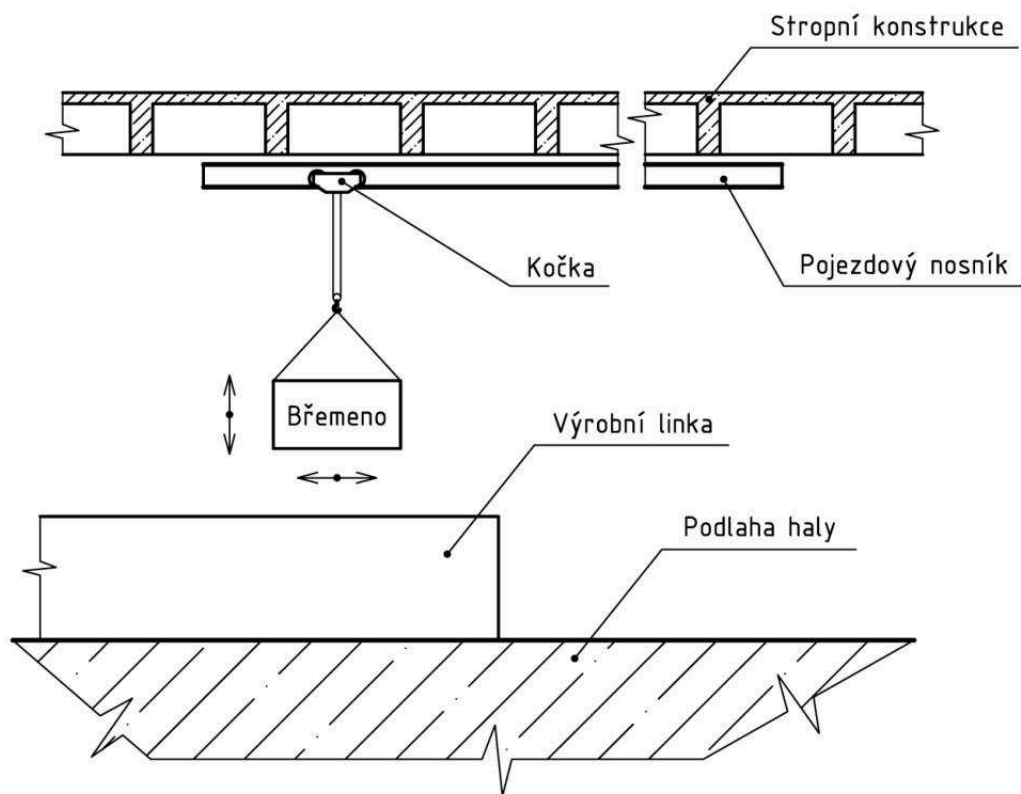


Obr. 3.5 Elektrické příslušenství jeřábové dráhy [13]

## 4 Zadání k výpočtu jeřábové dráhy

### Rozměry stropu

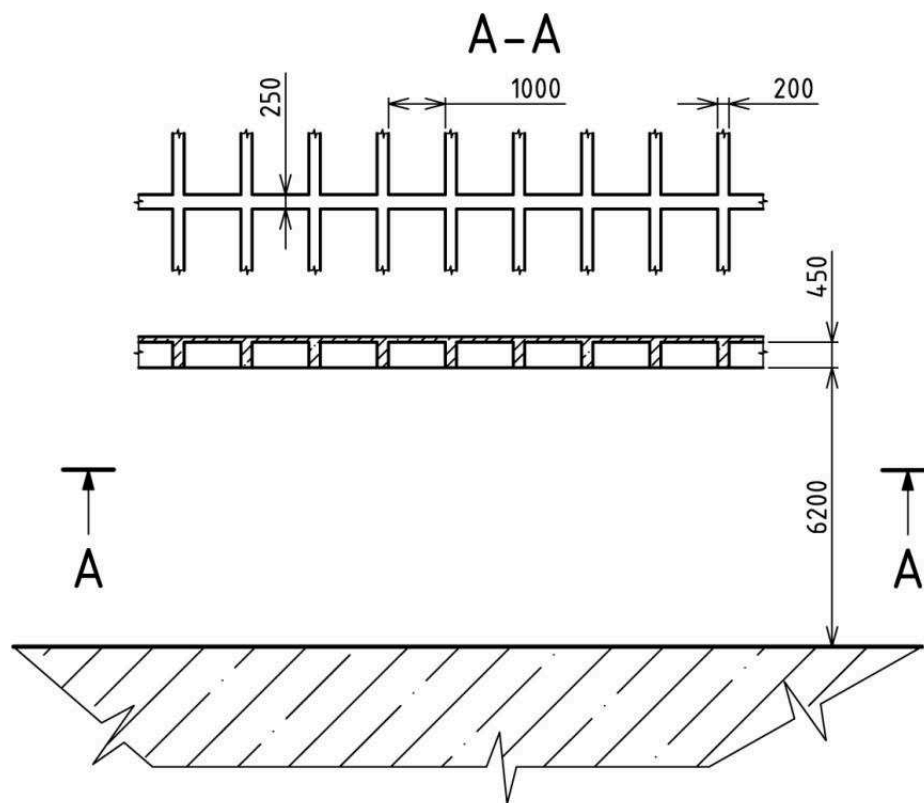
Konstrukce jeřábové dráhy bude umístěna pod stropem nad výrobní linkou obr. 14. Za tímto účelem bude nutné upravit systém odsávání separátoru a učinit další úpravy prostoru linky. Tato práce se bude zabývat pouze samotnou konstrukcí jeřábové dráhy. Rozměry stropu jsou uvedeny v nákresu.



Obr. 4.1 Návrh umístění pojezdového nosníku v prostředí haly



Obr. 4.2 Strop nad výrobní linkou



Obr. 4.3 Rozměry pracovního prostoru jeřábové dráhy

#### Zadání požadovaných parametrů jeřábové dráhy

V tabulce jsou uvedeny rozměrové a rychlostí požadavky kladené na jeřábovou dráhu. Pojezdový nosník bude tvořen níže specifikovaným normalizovaným profilem, kladkostroj, nebo-li kočka bude pojíždět po spodní pásnici.

Parametr	Značka	Hodnota	Jednotka
nosnost	Q	2500	[kg]
délka dráhy	L	8500	[mm]
výška zdvihu	l	6000	[mm]
rychlost pojezdu kladkostroje	$v_{h2}$	20	$[m \cdot min^{-1}]$
rychlost zdvihu (bez břemenem)	$v_{h1}$	8	$[m \cdot min^{-1}]$
rychlost mikrozdvihu (s břemenem)	$v_h$	2,6	$[m \cdot min^{-1}]$

Tab.4.1 Požadované parametry jeřábové dráhy





Obr. 4.4 Ukázka jeřábové dráhy ukotvené ke konstrukci stropu [14]

## 5 Výběr vhodného kladkostroje

Při výběru elektrického kladkostroje zohledňují požadavky kladené na parametry jeřábové dráhy. Těmi jsou nosnost, výška zdvihu, rychlost pojezdu kladkostroje, rychlost zdvihu a rychlost mikrozdvihu. Rozhodli jsme se pro kladkostroj od firmy **PODEM**, konkrétně se jedná o model s označením **MT312H10,0V1-2/1MEN20/6,5** [15] Jeho parametry jsou následující:

Nosnost	Provedení dle zatřídění FEM	Lanový převod	Dvě rychlosti zdvihu	Dvě rychlosti pojezdu	Výška zdvihu
[kg]			[m·min <sup>-1</sup> ]	[m·min <sup>-1</sup> ]	[m]
2500	2m	2.1	8,0/2,6	20,0/6,5	10

Tab. 5.1 Parametry kladkostroje MT312H10,0V1-2/1MEN20/6,5 [15]

Typ kladkostroje	Nosnost	Průměr lana	Beam flange [mm]		Hmotnost m <sub>kl</sub>
	[kg]		max.	min.	[kg]
MT 316	2500	7	300	150	340

Tab. 5.2 Parametry kladkostroje MT312H10,0V1-2/1MEN20/6,5 [15]

Volitelné rozměry [mm]									
i	q	r	s	u (V1)	z (V1)	u (V2)	z (V2)	x	y
440	90	77	246	483	181	483	181	22	45

Tab. 5.3 Parametry kladkostroje MT312H10,0V1-2/1MEN20/6,5 [15]

Neměnné rozměry [mm]									
C	H	a	b	D	e	f1	f2	g	h
1140	473	195	260	305	115	175	200	37	125

Tab. 5.4 Parametry kladkostroje MT312H10,0V1-2/1MEN20/6,5 [15]

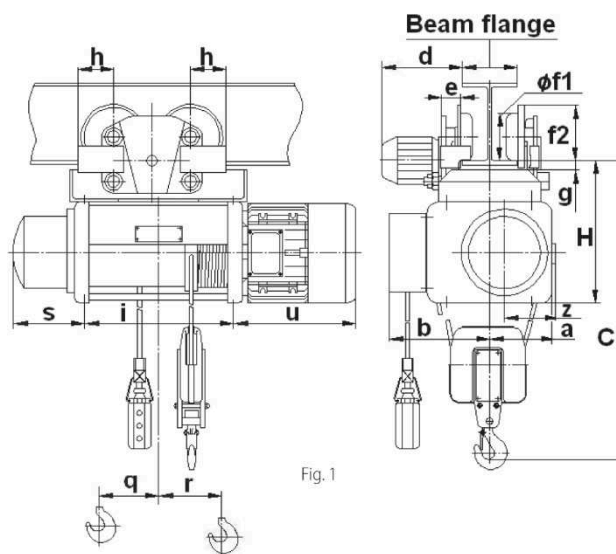


Fig. 1

Obr. 5.1 Rozměry kladkostroje řady MT [15]

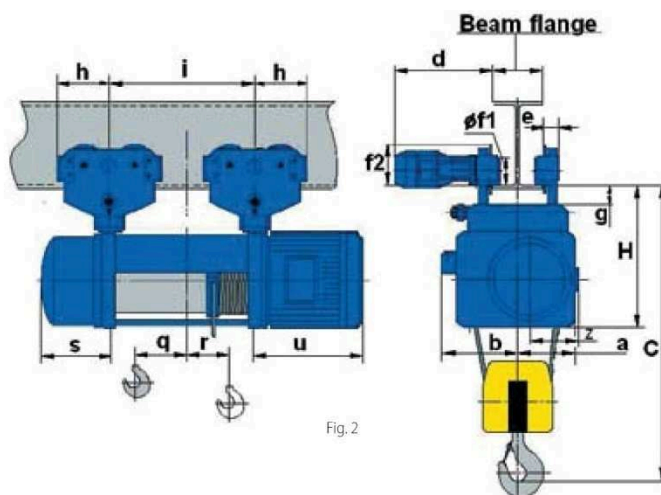


Fig. 2

Obr. 5.2 Rozměry kladkostroje MT312H10,0V1-2/1MEN20/6,5 [15]

## 6 Klasifikace jeřábu

Konstrukce jeřábové dráhy bude navržena s ohledem na zatěžující podmínky, pracovní cyklus a zadavatelem požadované parametry jeřábu. Dle charakteristiky provozu, tedy zatížení a četnosti použití, odpovídá tato jeřábová dráha kategorii D2. Během návrhu bude počítáno se součinitelem  $\gamma_{lo}$  (obr. 6.1), který je dán normou ČSN 27 0103 [16].

DRUH PROVOZU JEŘÁBU		
Označ.	Charakteristika provozu	$\gamma_{lo}$
D1	Jeřáby, které slouží k občasnému přemísťování stejných břemen známé hmotnosti. Jeřáby v provozech, kde se může vyskytnout břemeno vyšší hmotnosti, než je nosnost jeřábu. Jeřáby s ručním pohonem zdvihu	1,2
D2	Jeřáby v provozech s malou pravděpodobností náhodného přetížení. Jeřáby v provozech, kde hmotnost břemen je rozdílná, ale snadno určitelná, a dopravují se jednotlivě	1,3
D3	Jeřáby v provozech s větší pravděpodobností přetížení	1,4
D4	Jeřáby v provozech, kde je obtížné zjištění přesné hmotnosti břemena nebo může nastat nekontrolovatelné zvětšení zdvihací síly zachycením břemena	1,5
Poznámky: <sup>1)</sup> Součinitelem $\gamma_{lo}$ se násobí pouze účinek od jmenovitého břemena. <sup>2)</sup> Je-li na jeřábu použito zařízení proti přetížení, uvažuje se ve výpočtu součinitel zatížení $\gamma_{lo} = 1,2$ . <sup>3)</sup> Hodnoty součinitele zatížení uvedené v tab. 1 a příloze II jsou minimální. Podle požadavků provozu mohou být zvýšeny.		

Obr. 6.1 ČSN 27 0103 [16]

Zdvihovou třídu určím dle normy (obr. 6.2). S přihlédnutím na požadovanou výšku zdvihu  $l$ , patří řešená konstrukce do zdvihové třídy H2 (1.1.3 Jeřáb jedno a dvou-nosníkový s elektrickým kladkostrojem, 2 občasné použití)

Druh jeřábu, jeho určení a popis provozu		Zdvihová třída	Druh provozu	Spektrum napětí	Provozní skupina
1	JEŘÁBY MOSTOVÉHO TYPU (50)				
1.1	Jeřáby s hákem				
1.1.1	Jeřáb s ručním pohonem	H1	D1	S0	J1, J2
1.1.2	Jeřáb podvěsný (96)				
1	všeobecné použití	H2	D2	S1	J3
2	občasného využití	H2	D2	S0	J2
3	pro slévárny	H2	D3	S1, S2	J4 <sup>2)</sup>
4	s drapákem nebo magnetem	H3	D3	S2	J4
1.1.3	Jeřáb jedno- a dvou-nosníkový s elektrickým kladkostrojem				
1	všeobecné použití	H2	D2	S1	J3
2	občasného využití	H2	D2	S0	J3
3	pro slévárny	H2	D3	S2	J4 <sup>2)</sup>
4	s drapákem nebo magnetem	H3	D3	S2	J4

Obr. 6.2 Norma ČSN 0103 [16]

Z normy ČSN 27 0103 [16] určím také spektrum napětí a provozní skupinu. V tomto případě patří jeřáb do skupiny S0 a provozní skupiny J3.

## 7 Stanovení součinitelů

Norma ČSN 27 0103 [16] předepisuje řešení těchto součinitelů zatížení:

### Součinitel zatížení od vlastní hmotnosti [15]

$\gamma_{gn} = 1,1$  - pro nosník

$\gamma_{gk} = 1,1$  - pro kladkostroj

### Součinitel zatížení od jmenovitého břemena

Tuto hodnotu zjistím z (obr. 6.1) pro skupinu D2

$\gamma_{lo} = 1,3$  - pro nosník

**Součinitel zatížení od svislých setrvačných sil**

Zdvihová třída jeřábu	$H_i$	Dynamický součinitel zdvihový $\delta_h$ při rychlosti zdvihu $v_h$ ( $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$ )
H1	1	$1,1 + 0,13 v_h$
H2	2	$1,2 + 0,26 v_h$
H3	3	$1,3 + 0,39 v_h$
H4	4	$1,4 + 0,52 v_h$
Ve výpočtech nesmí být použit $\delta_h$ menší než 1,15. Pro rychlosti přes $1 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ se $\delta_h$ již nezvyšuje.		

Obr. 7.1 Norma ČSN 27 0103 [16]

Výpočet dynamického zdvihového součinitele pro jeřáby mostového typu dle ČSN 27 0103 [16]:

$$\begin{aligned}
 \delta_h &= 1 + H_i \cdot (0,1 + 0,13 \cdot v_h) \\
 \delta_h &= 1 + 2 \cdot \left( 0,1 + 0,13 \cdot \frac{2,6}{60} \right) \\
 \underline{\underline{\delta_h}} &= 1,21
 \end{aligned} \tag{7.1}$$

**Zatížení od svislých setrvačných sil vznikajících při pojíždění**

Účinek těchto sil vzniká při pojíždění či otáčení celého jeřábu, nebo některé z jeho částí (most, výložník atd.). V mém případě je jedinou pojíždějící částí kladkostroj. Vzhledem k jeho hmotnosti mohu tyto setrvačné síly zanedbat.

**Zatížení od setrvačných sil vznikajících při rozjíždění a brzdění**

Síly vznikají během otáčivého a přímočarého pohybu během rozjíždění a brzdění celého jeřábu, nebo některé z jeho částí (most, výložník atd.). Tyto síly mohu zanedbat jako v předchozím případě.

**Zatížení větrem**

Řeší se vliv povětrnostních podmínek způsobujících namáhání jeřábové konstrukce. Vzhledem k tomu, že jeřábová dráha je umístěna uvnitř budovy, mohu tyto zatěžující podmínky zanedbat.

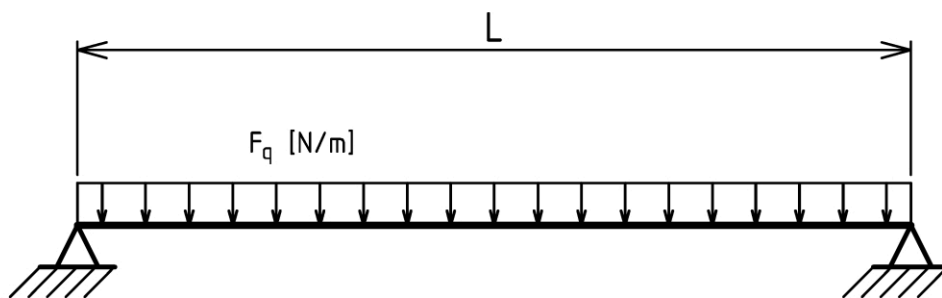
## 8 Rozbor silového zatížení konstrukce

Zatížení konstrukce řešené jeřábové dráhy mohou rozdělit podle doby působení, polohy a velikosti zatížení silou na dvě základní skupiny:

- **Zatížení stálé** - jde to zatížení, která nemění svoji velikost v závislosti na čase po celou dobu používání jeřábu, v tomto případě uvažují během výpočtu pouze s vlastní tíhou pojezdového nosníku a příčníků
- **Zatížení proměnlivá** - tato zatížení jsou proměnná v závislosti na čase po celou dobu používání jeřábu, jde o tato zatížení:
  - od břemene během jeho zvedání
  - od vlastní hmotnosti kladkostroje a kladnice
  - zatížení od setrvačných sil vznikajících při rozjíždění a brzdění

### 8.1 Zatížení stálé

Vzhledem ke konstrukci jeřábové dráhy, zahrnuji do toho zatížení pouze pojezdový nosník z normalizovaného profilu. Tento nosník je vzhledem ke své hmotnosti a rozměrům zatížen spojitým zatížením (obr. 8.1)



Obr. 8.1 Předběžný návrh rozložení podpěr

Abych mohl spočítat toto zatížení, nejprve si předběžně určím vhodný rozměr nosníku, přesněji jeho průřez. Ten zjistím výpočtem hodnoty momentu setrvačnosti dle ČSN 27 0103 [16] uvádí maximální vypočtený průhyb hlavního nosníku, po jehož spodní pásnici pojíždí kladkostroj.

Vztah pro dovolený průhyb nosníku dle ČSN 27 0103 [16]:

$$y = \frac{L}{500} \quad (8.1)$$

Průhyb nosníku dostanu ze vztahu:

$$y = \frac{(Q + m_{kl}) \cdot g \cdot L^3}{48 \cdot E \cdot J_x} \quad (8.2)$$

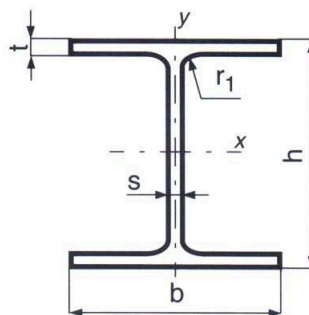
Kombinací vztahů (8.1) a (8.2) stanovím minimální potřebný moment setrvačnosti plochy řezu nosníku:

$$J_x = \frac{500 \cdot (Q + m_{kl}) \cdot g \cdot L^2}{48 \cdot E}$$

$$J_x = \frac{500 \cdot (2500 + 340) \cdot 9,81 \cdot 8500^2}{48 \cdot 2,1 \cdot 10^5} \quad (8.3)$$

$$J_x = 99,85 \cdot 10^6 \text{ mm}^4 \Rightarrow 9985 \text{ cm}^4$$

Na základě tohoto výsledku vyberu vhodný nosník. Z katalogu firmy Feron jsem vybral nosník typu HEB 240 [17], který splňuje požadované statické parametry (tab. 8.2).



Obr. 8.2 Řez nosníkem typu HEB [17]

Označení HEB	Jmenovité rozměry [mm]				
	h	b	s	t	r
240	240	240	10	17	21

Tab. 8.1 Rozměrové hodnoty profilu HEB 240 [17]

$F_p$	$G_n$	$U$	$J_x$	$W_x$	$i_x$	$J_y$	$W_y$	$i_y$	$S_x$	$s_x$
$[cm^2]$	$[kg \cdot m^{-1}]$	$[m^2 \cdot m^{-1}]$	$[cm^4]$	$[cm^3]$	$[cm]$	$[cm^4]$	$[cm^3]$	$[cm]$	$[cm^3]$	$[cm]$
106	83,2	1,38	11260	938	10,3	3920	327	6,08	527	21,4

Tab. 8.2 Statické hodnoty profilu HEB 240 [17]

Nyní mohu vypočítat hodnotu stálého zatížení od vlastní hmotnosti pojezdového nosníku:

$$\begin{aligned}
 F_q &= G_n \cdot g \cdot \gamma_{gn} \\
 F_q &= 83,2 \cdot 9,81 \cdot 1,1 \\
 \underline{\underline{F_q}} &= 898 N \cdot m^{-1}
 \end{aligned} \tag{8.4}$$

## 8.2 Zatížení proměnlivá

### Od břemene

$$\begin{aligned}
 m_q &= \gamma_{lo} \cdot \delta_h \cdot Q \cdot g \\
 m_q &= 1,3 \cdot 1,21 \cdot 2500 \cdot 9,81 \\
 \underline{\underline{m_q}} &= 38578 N
 \end{aligned} \tag{8.5}$$

### Od vlastní hmotnosti kladkostroje a kladnice

$$\begin{aligned}
 m_k &= \gamma_{gk} \cdot m_{kl} \cdot g \\
 m_k &= 1,1 \cdot 340 \cdot 9,81 \\
 \underline{\underline{m_k}} &= 3669 N
 \end{aligned} \tag{8.6}$$

### Zatížení od setrvačných sil vznikajících při rozjíždění a brzdění

$$\begin{aligned}
 B_{mk} &= \frac{1}{2} \cdot f_k \cdot g \cdot (Q \cdot \gamma_{lo} + m_{kl} \cdot \gamma_{gk}) \\
 B_{mk} &= \frac{1}{2} \cdot 0,14 \cdot 9,81 \cdot (2500 \cdot 1,3 + 340 \cdot 1,1) \\
 \underline{\underline{B_{mk}}} &= 2487 N
 \end{aligned} \tag{8.7}$$



### 8.3 Souhrn zatížení

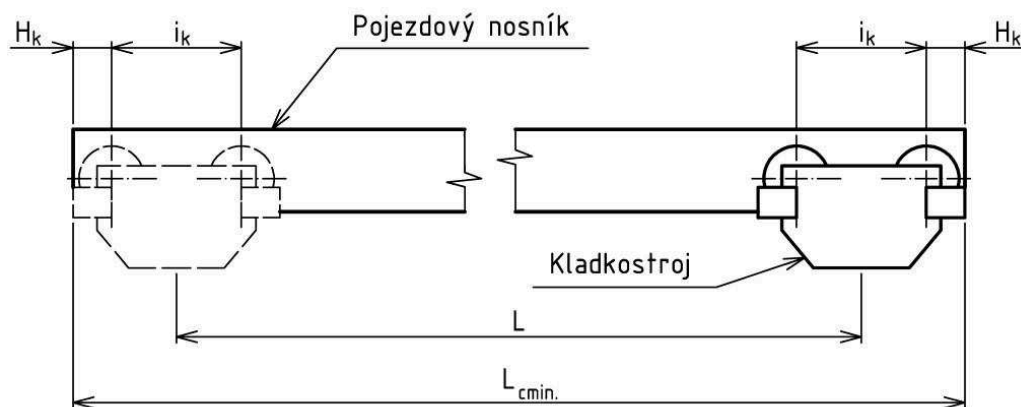
Skupina zatížení	Typ zatížení	Označení	Hodnota
Stálé	od vlastní hmotnosti nosníku	$F_q$	898 N
Proměnlivá	od břemene	$m_q$	38578 N
	od vlastní hmotnosti kladkostroje	$m_k$	3669 N
	od setrvačných sil vznikuvších při rozjíždění a brzdění	$B_{mk}$	2487 N

Tab. 8.3 Souhrn všech zatížení, která působí na pojezdový nosník

Z výsledných hodnot vyplývá, že největší zatížení konstrukce jeřábové dráhy je způsobeno zvedáním břemene. V následné kontrole nosníku bude toto namáhání zohledněno společně s vlastní hmotností pojezdového nosníku a s hmotností kladkostroje.

## 9 Pojezdový nosník

V předběžném výpočtu jsem jako pojezdový nosník určil profil HEB 240. Tento profil budu kontrolovat na ohybové namáhání, které je způsobeno zvedáním břemena, vlastní hmotností nosníku a pojezdem kladkostroje. V zadání je požadována délka dráhy 8500 mm, to znamená, že kladkostroj bude pojíždět po nosníku na takto dlouhé dráze. Při návrhu celkové délky pojezdového nosníku profilu HEB, musím zohlednit délku pojezdu kladkostroje, rozvor kol a jejich průměr (tab. 5.3, tab. 5.4 a obr. 5.1, obr. 5.2). Náskres řešení je na (obr. 9.1).

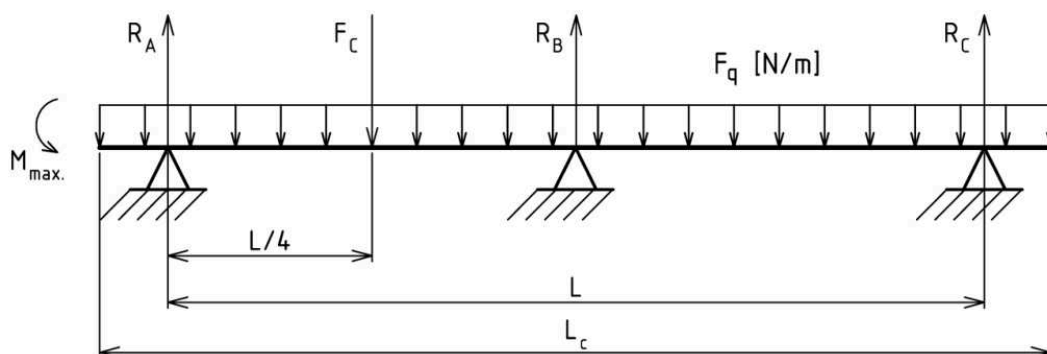


Obr. 9.1 Návrh minimální délky pojezdového nosníku

## 9.1 Výpočet ohybových momentů u pojezdového nosníku

Pojezdový nosník je namáhán na ohyb v místě nejméně příznivém, tedy mezi podpěrami. Vzhledem k rozměrům stropu volím tři podpory (závěsy) (obr. 9.2), a také převislé konce nosníku, které budu kontrolovat.

### 1. Příklad, síla působící uprostřed mezi podporami



Obr. 9.2 Působení sil a reakce na pojezdovém nosníku

Ohybové namáhání vyvolá síla  $F_c$ , která je rovna součtu zatížení od břemene a od vlastní hmotnosti kladkostroje. Rozvor kol kladkostroje zanedbám.

$$\begin{aligned}
 F_c &= m_q + m_k \\
 F_c &= 38578 + 3669 \\
 \underline{\underline{F_c}} &= \underline{\underline{42247\text{ N}}}
 \end{aligned} \tag{9.1}$$

Následné ohybové namáhání vyvolané touto silou je dáno vztahem:

$$\begin{aligned}
 M_{o1} &= \frac{F_c}{2} \cdot \frac{L}{4} \\
 M_{o1} &= \frac{42247}{2} \cdot \frac{8,5}{4} \\
 \underline{\underline{M_{o1}}} &= \underline{\underline{44887\text{ N} \cdot \text{m}}}
 \end{aligned} \tag{9.2}$$

Ohybové namáhání je též vyvoláno spojitým zatížením způsobeným tíhou pojezdového nosníku.

Celková délka pojezdového nosníku je dána vztahem:

$$L_c = L + L_{c\min.} + 0,31 = L + i_k + 2 \cdot H_k + 0,31$$

$$L_c = 8,5 + 0,44 + 2 \cdot 0,125 + 0,31$$

$$\underline{\underline{L_c = 9,5m}}$$

Výsledné ohybové namáhání způsobené tíhou nosníku je dáno vztahem:

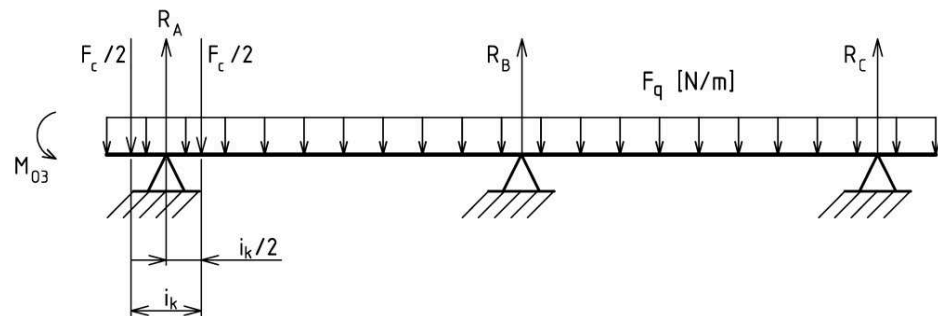
$$M_{o2} = R_A \cdot \frac{1}{2} \cdot L - F_q \cdot \frac{1}{2} \cdot L \cdot \frac{1}{4} L = \frac{1}{8} \cdot F_q \cdot \frac{L^2}{2}$$

$$M_{o2} = \frac{1}{16} \cdot 898 \cdot 8,5^2 \quad (9.3)$$

$$\underline{\underline{M_{o2} = 4055N \cdot m}}$$

## 2. Příklad, síla působící na konci pojezdového nosníku

Dále provedu výpočet ohybového namáhání převíslého konce nosníku.



Obr. 9.3 Působení sil a reakce na převíslém konci pojezdového nosníku

$$M_{o3} = \frac{F_c}{2} \cdot \frac{i}{2}$$

$$M_{o3} = \frac{42247}{2} \cdot \frac{0,44}{2} \quad (9.4)$$

$$\underline{\underline{M_{o3} = 4647N \cdot m}}$$

Z výsledku je patrné, že tato hodnota ohybového napětí je menší, než v případě působení síly uprostřed, tedy mezi závěsy. Toto ohybové namáhání mohu pro kontrolu nosníku zanedbat.

## 9.2 Kontrola pojezdového nosníku

Posledním výpočtem provedeným na pojezdovém nosníku je jeho kontrola na vzniklé ohybové namáhání  $\sigma_o$ , toto vzniklé ohybové napětí, zvýšené o koeficient bezpečnosti  $k = 1,8$ , porovnáám s dovoleným napětím materiálu nosníku. Daný nosník HEB 240 je vyroben z materiálu S235JR [18], tento materiál má napětí na mezi kluzu  $R_e = 235 \text{ Mpa}$  [18].

$$\begin{aligned} M_{O \max.} &= M_{O1} + M_{O2} \\ M_{O \max.} &= 44887 + 4055 \\ \underline{\underline{M_{O \max.} &= 48942 \text{ N} \cdot \text{m}}} \end{aligned} \quad (9.5)$$

$$\begin{aligned} \sigma_o &= \frac{M_{O \max.}}{W_o} \leq \frac{R_e}{k} \\ \sigma_o &= \frac{48,9 \cdot 10^6}{W_o} \leq \frac{235}{1,8} \Rightarrow W_o = \frac{48,9 \cdot 10^6 \cdot 1,8}{235} \\ \underline{\underline{W_o &= 374553 \text{ mm}^3 \Rightarrow 375 \text{ cm}^3}} \end{aligned} \quad (9.6)$$

Provedu porovnání modulu průřezu v ohybu vypočteného z pevnostní podmínky a skutečného modulu průřezu v ohybu předběžně navrženého pojezdového nosníku.

$$\begin{aligned} W_o &\leq W_x \\ \underline{\underline{375 \text{ cm}^3}} &\leq 938 \text{ cm}^3 \end{aligned} \quad (9.7)$$

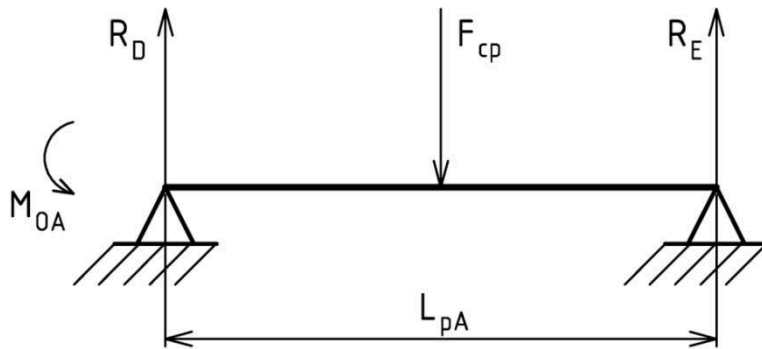
Podmínka je splněna a nosník tohoto průřezu může být použit.

## 10 Návrh příčnicku A

### 10.1 Předběžný návrh profilu příčnicku A

Během návrhu příčnicku A budu postupovat obdobně, jako v předchozím případě. Určím si místo největšího ohybového momentu a to zkontroluji na dovolené napětí v

ohybu. Rozhodl jsem se, že příčník A bude tvořen dvěma podélně svařenými profily U a bude tvořit uzavřený profil (obr. 10.2)



Obr. 10.1 Působení síly a reakce na Příčníku A

$$\begin{aligned}
 F_{cp} &= m_q + m_k + \frac{1}{3} \cdot L_c \cdot F_q \\
 F_{cp} &= 38578 + 3669 + \frac{1}{3} \cdot 9,5 \cdot 898 \\
 \underline{\underline{F_{cp} &= 45092 N}}
 \end{aligned} \tag{10.1}$$

Následné ohybové namáhání vyvolané touto silou je dáno vztahem:

$$\begin{aligned}
 M_{OA} &= \frac{F_{cp}}{2} \cdot \frac{L_{pA}}{2} \\
 M_{OA} &= \frac{45092}{2} \cdot \frac{0,8}{2} \\
 \underline{\underline{M_{OA} &= 9018 N \cdot m}}
 \end{aligned} \tag{10.2}$$

$$\begin{aligned}
 \sigma_{Op} &= \frac{M_{OA}}{W_{OA}} \leq \frac{R_e}{k} \\
 \sigma_{Op} &= \frac{9,018 \cdot 10^6}{W_{OA}} \leq \frac{235}{1,8} \Rightarrow W_{OA} = \frac{9,018 \cdot 10^6 \cdot 1,8}{235} \\
 \underline{\underline{W_{OA} &= 69074 mm^3 \Rightarrow 69,1 cm^3}}
 \end{aligned} \tag{10.3}$$

Nyní vyberu vhodný U profil, jehož spojením s druhým U profilem vznikne požadovaný uzavřený profil. Provedu porovnání modulu průřezu v ohybu vypočteného z pevnostní podmínky a skutečného modulu průřezu v ohybu navrženého příčnicku A. Z katalogu firmy Feron vyberu profil DIN 1026-1 U 100 [19] a z něj vytvořím svařením vhodný uzavřený profil. Materiálem je ocel S235JR [18], hodnota dovoleného napětí na mezi kluzu  $R_e = 235\text{Mpa}$  [18]. Tento profil má následující parametry:

$$G_A = 10,6 - \text{hmotnost 1 metru profilu DIN 1026-1 U 100 [19]}$$

$$\gamma_{gn} = 1,1 - \text{pro profil}$$

$$W_{xp} = 41,2\text{cm}^3 - \text{modul průřezu v ohybu profilu DIN 1026-1 U 100 [19]}$$

$$F_{qA} = 2 \cdot G_A \cdot g \cdot \gamma_{gn}$$

$$F_{qA} = 2 \cdot 10,6 \cdot 9,81 \cdot 1,1 \quad (10.3)$$

$$\underline{\underline{F_{qA} = 229\text{N} \cdot \text{m}^{-1}}}$$

Výsledný celkový modul průřezu v ohybu  $W_{xpA}$  takto vzniklého profilu:

$$W_{xpA} = 2 \cdot W_{xp}$$

$$W_{xpA} = 2 \cdot 41,2 \quad (10.4)$$

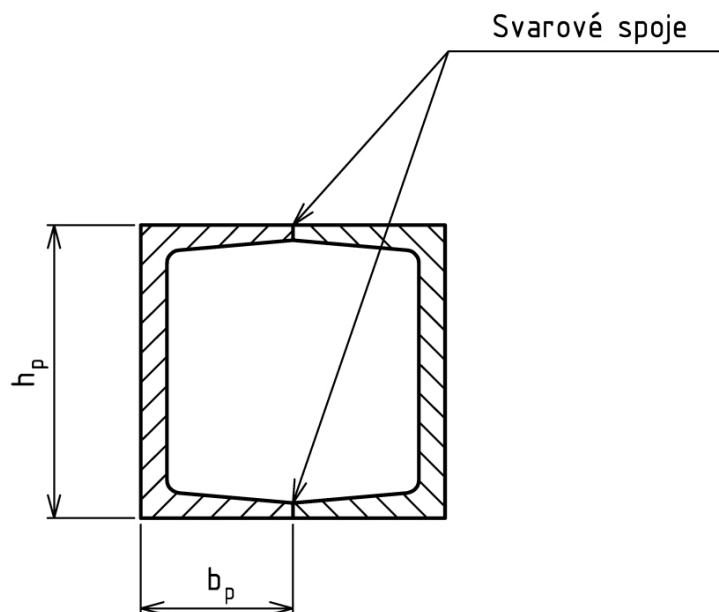
$$W_{xpA} = 82,4\text{cm}^3$$

Následně porovnáím hodnoty modulu průřezu v ohybu vypočteného z pevnostní podmínky a celkového modulu průřezu v ohybu navrženého příčnicku A:

$$W_{oA} \leq W_{xpA}$$

$$\underline{\underline{69,1\text{cm}^3 \leq 82,4\text{cm}^3}} \quad (10.5)$$

Podmínka je splněna a mohu pokračovat ve výpočtu.



Obr. 10.2 Řez vzniklým profilem

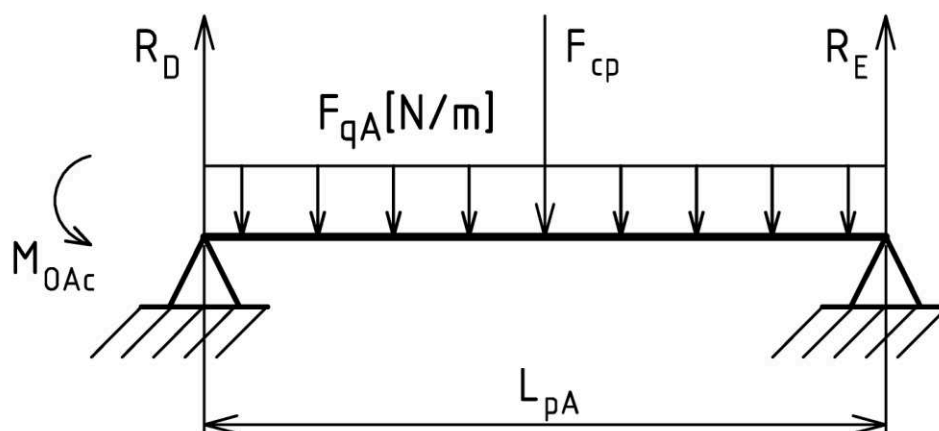
## 10.2 Kontrola profilu navrženého příčnicku A

Mám zjištěn profil a ještě zbývá jeho kontrola s přihlédnutím ke spojitému zatížení vyvolaném hmotností celého příčnicku A, i s jeho kontrolou na max. napětí.

$$M_{OA_c} = R_D \cdot L_{pA} - F_{qA} \cdot \frac{1}{2} \cdot L_{pA} \cdot L_{pA} + M_{OA} = \frac{1}{8} \cdot F_{qA} \cdot L_{pA}^2 + M_{OA}$$

$$M_{OA_c} = \frac{1}{8} \cdot 229 \cdot 0,8^2 + 9018$$

$$\underline{\underline{M_{OA_c} = 9036 \text{ N} \cdot \text{m}}}$$
(10.6)



Obr. 10.3 Celkové působení sil a reakce na příčnicku A

$$\sigma_{Op} = \frac{M_{OAc}}{W_{OAc}} \leq \frac{R_e}{k}$$

$$\sigma_{Op} = \frac{9,036 \cdot 10^6}{W_{OAc}} \leq \frac{235}{1,8} \Rightarrow W_{OAc} = \frac{9,036 \cdot 10^6 \cdot 1,8}{235} \quad (10.7)$$

$$\underline{\underline{W_{OAc} = 69211 \text{ mm}^3 \Rightarrow 69,2 \text{ cm}^3}}$$

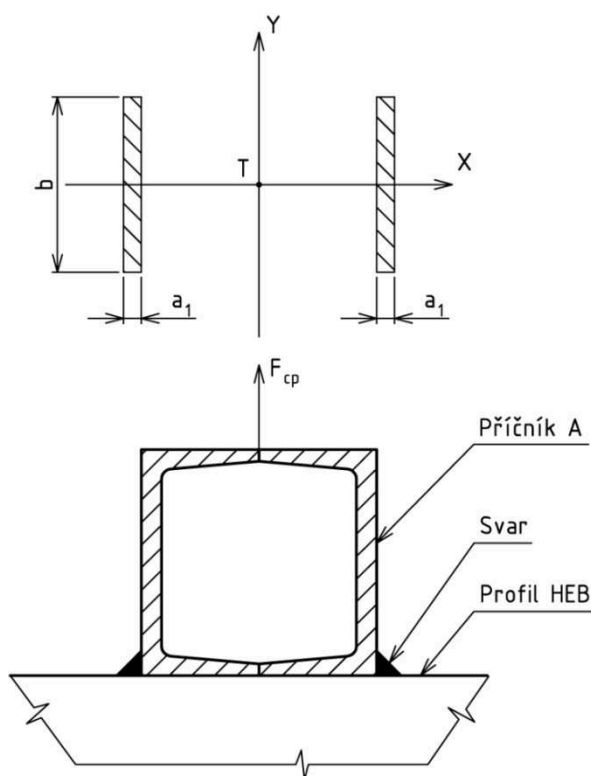
$$W_{OAc} \leq W_{XpA}$$

$$\underline{\underline{69,2 \text{ cm}^3 \leq 82,4 \text{ cm}^3}} \quad (10.8)$$

Podmínka je splněna a profil tohoto průřezu mohou použít. Konstrukční řešení je znázorněno na (obr. 10.5). Dva příčninky B jsou svarovými spoji uchyceny k příčnínku A a ten k pojezdovému nosníku profilu HEB.

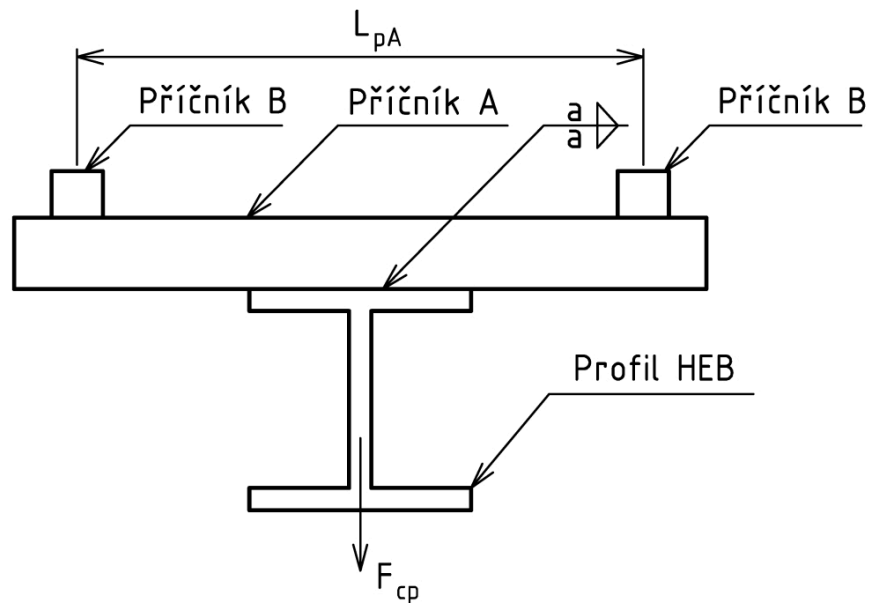
### 10.3 Návrh svarového spoje

Příčnínk A a pojezdový nosník profilu HEB, budou spojeny pomocí koutových svarových spojů (obr 10.4). Výpočet svarového spoje proveden dle [20].



Obr. 10.4 Spojení příčnínku A a profilu HEB a sklopený nosný průřez svaru





Obr. 10.5 Náskres řešení spojení příčníků B, příčniku A a pojezdového nosníku

Svarový spoj je zatížen silou  $F_{cp}$  která vyvolá tahové namáhání. Délka svarového spoje odpovídá šířce  $b$  HEB nosníku. Z výpočtu tedy zjistím výpočtovou tloušťku nosného průřezu koutového svaru  $a_1$ .

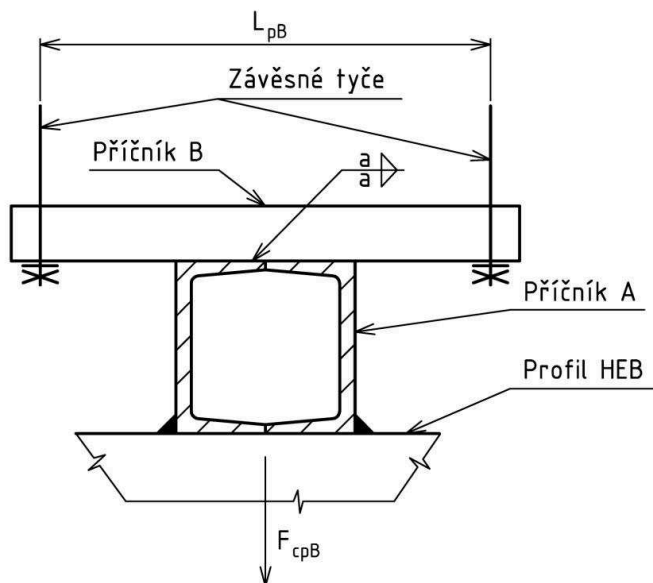
$$\begin{aligned}\tau_{\perp 1} &= \frac{F_{cp}}{2 \cdot S_{SvA}} = \frac{F_{cp}}{2 \cdot a_1 \cdot b} \leq \tau_{\perp DSV} = k_3 \cdot \sigma_{Dr} = k_3 \cdot \frac{R_e}{k_s} \Rightarrow \\ \Rightarrow a_1 &= \frac{F_{cp} \cdot k_s}{k_3 \cdot R_e \cdot 2 \cdot b} \\ a_1 &= \frac{45092 \cdot 6}{0,75 \cdot 235 \cdot 2 \cdot 240} \\ a_1 &= 3,2 \Rightarrow \underline{\underline{a_1 = 5mm}}\end{aligned}\tag{10.9}$$

Na základě výsledku volím koutový svar velikosti  $a_1 = 5mm$ .

## 11 Návrh příčniku B

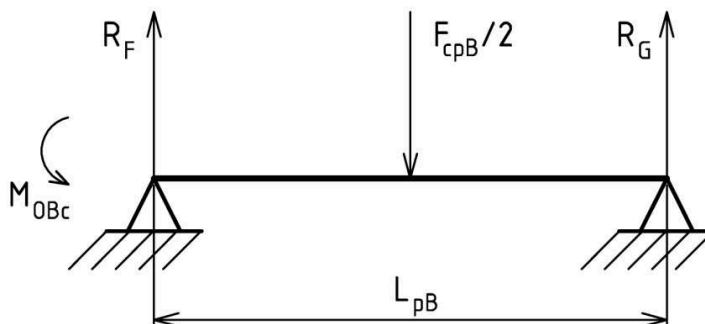
Během výpočtu příčniku B postupuji obdobně, jako v předešlém případě. Zatížení silou  $F_{cpB}$  vyvolá u obou příčníků B ohybové namáhání (obr 11.2). Na (obr

11.1) je znázorněno spojení příčnicku B ze čtvercové tyče s příčníkem A (uzavřený profil) a pojezdového nosníku HEB.



Obr. 11.1 Náčrtek řešení spojení příčnicku B, příčnicku A a pojezdového nosníku

Z pevnostní podmínky vztahu (11.3) zjistím vhodný modul průřezu v ohybu příčnicku B. Jeho průřez bude čtvercový. Schéma zatížení a reakcí je na (obr 11.2). Hmotnost příčnicku B a jeho vliv na průhyb mohou vzhledem k jeho délce zanedbat.



Obr. 11.2 Působení síly a reakce na příčnicku B

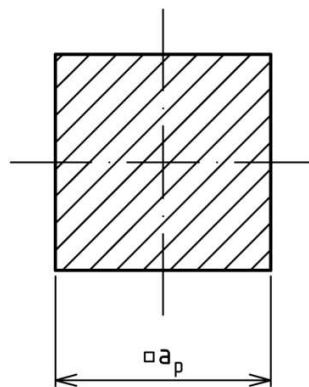
Výsledná síla zatěžující příčník B:

$$\begin{aligned}
 F_{cpB} &= F_{cp} + F_{qp} \cdot L_{pA} \\
 F_{cpB} &= 45092 + 229 \cdot 0,8 \\
 \underline{\underline{F_{cpB} &= 45275N}}
 \end{aligned}
 \tag{11.1}$$

Vzniklé ohybové namáhání vyvolané touto silou je dáno vztahem:

$$\begin{aligned}
 M_{OBc} &= \frac{\frac{F_{cpB}}{2}}{2} \cdot \frac{L_{pB}}{2} \\
 M_{OBc} &= \frac{45275}{4} \cdot \frac{0,45}{2} \\
 \underline{\underline{M_{OBc} = 2574 N \cdot m}}
 \end{aligned} \tag{11.2}$$

$$\begin{aligned}
 \sigma_{Op} &= \frac{M_{OBc}}{W_{OBc}} \leq \frac{R_e}{k} \\
 \sigma_{Op} &= \frac{2,574 \cdot 10^6}{W_{OBc}} \leq \frac{235}{1,8} \Rightarrow W_{OBc} = \frac{2,574 \cdot 10^6 \cdot 1,8}{235} \\
 \underline{\underline{W_{OBc} = 19716 mm^3}}
 \end{aligned} \tag{11.3}$$



Obr. 11.3 Řez profilem EN 10059

Na základě výsledku výpočtu (11.3) volím profil čtvercového průřezu EN 10059 rozměru 50 mm [21] a provedu kontrolu výpočtem (11.4).

$$\begin{aligned}
 W_{OBc} &\leq W_{OpB} \\
 W_{OBc} &\leq \frac{a_p^3}{6} \\
 W_{OBc} &\leq \frac{50^3}{6} \\
 \underline{\underline{19716 mm^3 \leq 20833 mm^3}}
 \end{aligned} \tag{11.4}$$

Tento profil má následující parametry:

$G_B = 19,6$  - hmotnost 1 metru profilu EN 10059 rozměru 50 mm [21]

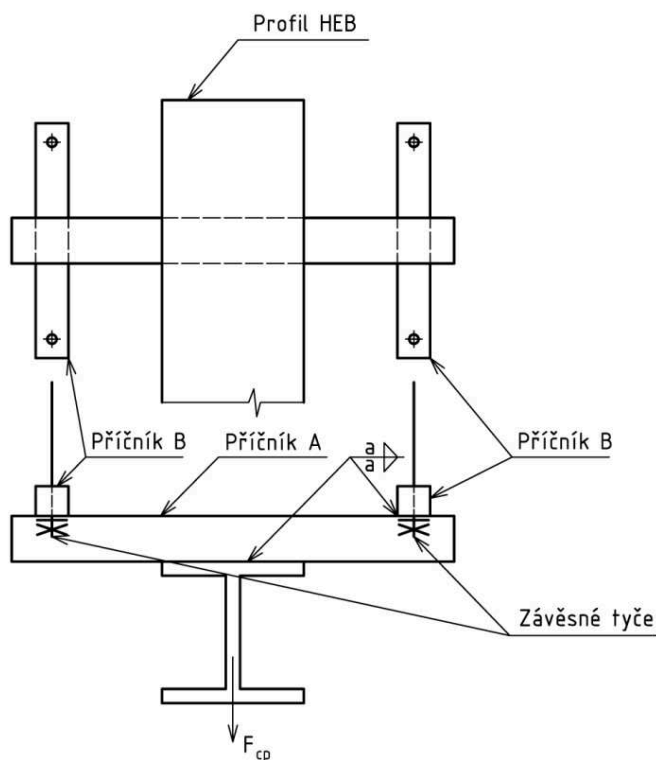
$\gamma_{gn} = 1,1$  - pro profil

$$F_{qB} = G_B \cdot g \cdot \gamma_{gn}$$

$$F_{qB} = 19,6 \cdot 9,81 \cdot 1,1 \quad (11.5)$$

$$\underline{\underline{F_{qB} = 212 N \cdot m^{-1}}}$$

Podmínka je splněna a profil tohoto průřezu mohou použít. Konstrukční řešení spojení příčníků A a B a profilu HEB je znázorněno na (obr. 11.4). Dva příčníky B jsou svarovými spoji uchyceny k příčníku A a ten k pojezdovému nosníku profilu HEB. Příčníky B jsou ke stropu uchyceny tyčemi kruhového průřezu.



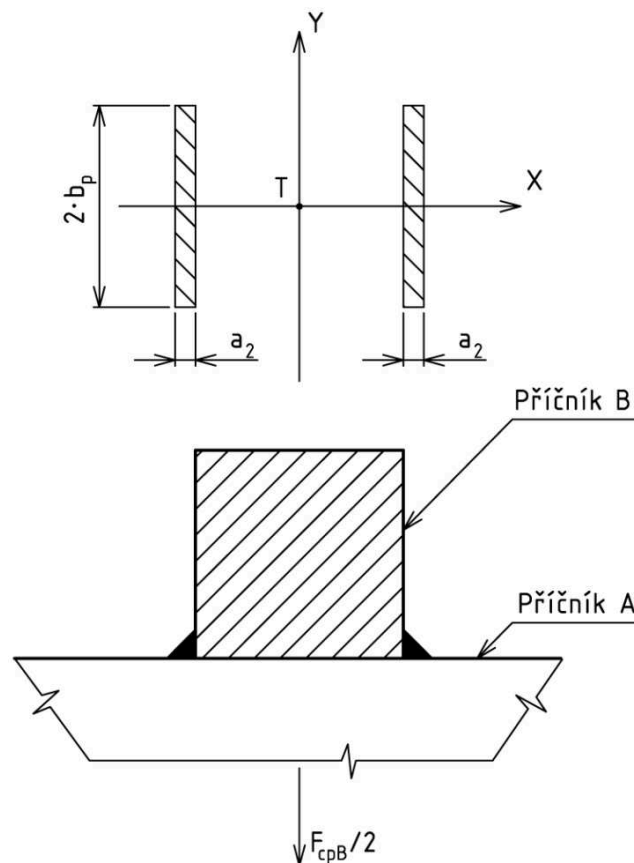
Obr. 11.4 Spojení závěsných tyčí, příčníku B, příčníku A a pojezdového nosníku

## 11.1 Návrh svarových spojů

Svarový spoj je zatížen silou  $F_{cpB}/2$  která vyvolá tahové namáhání. Délka svarového spoje odpovídá šířce  $b_p$  příčníku A. Z výpočtu zjistím výpočtovou tloušťku nosného průřezu koutového svaru  $a$ . Výpočet svarového spoje proveden dle [20].

$$\begin{aligned}
 \tau_{\perp 2} &= \frac{\frac{F_{cpB}}{2}}{2 \cdot S_{svB}} = \frac{\frac{F_{cpB}}{2}}{2 \cdot a_2 \cdot 2 \cdot b_p} \leq \tau_{\perp DSV} = k_3 \cdot \sigma_{Dt} = k_3 \cdot \frac{R_e}{k_s} \Rightarrow \\
 \Rightarrow a_2 &= \frac{F_{cpB} \cdot k_s}{k_3 \cdot R_e \cdot 8 \cdot b_p} \\
 a_2 &= \frac{45275 \cdot 6}{0,75 \cdot 235 \cdot 8 \cdot 50} \\
 a_2 &= 3,9 \Rightarrow \underline{\underline{a_2 = 6mm}}
 \end{aligned}
 \tag{11.6}$$

Na základě výsledku volím koutový svar velikosti  $a_2 = 6$ .



Obr. 11.5 Spojení příčníku B a příčníku A a sklopený nosný průřez svaru

## 12 Návrh tyče k uchycení příčníků

Tyč má kruhový profil a v místě uchycení k příčníku B bude vyřezán závit. Tyč je vyrobena z materiálu S235JR [18], hodnota dovoleného napětí na mezi kluzu  $R_e = 235 \text{ Mpa}$  [18].

Síla zatěžující jednu nosnou tyč je dána vztahem (12.1).

$$F_{cT} = \frac{1}{4} \cdot F_c + \frac{1}{12} \cdot F_q \cdot L_c + \frac{1}{4} \cdot F_{qA} \cdot L_{pA} + \frac{1}{2} \cdot F_{qB} \cdot L_{pB}$$

$$F_{cT} = \frac{1}{4} \cdot 42247 + \frac{1}{12} \cdot 898 \cdot 9,5 + \frac{1}{4} \cdot 229 \cdot 0,8 + \frac{1}{2} \cdot 212 \cdot 0,45$$

$$\underline{\underline{F_{cT} = 11366N}}$$
(12.1)

A minimální průměr tyče je dán vztahem (12.2).

$$\sigma_{iT} \leq \sigma_{Dt}$$

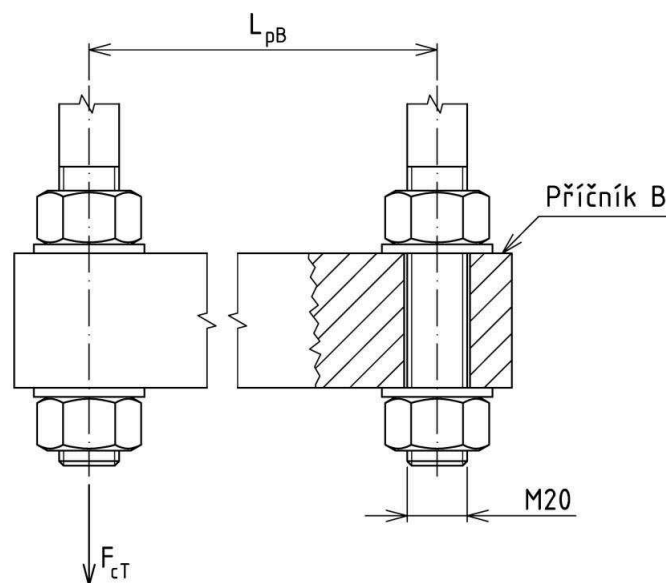
$$\frac{F_{cT}}{\pi \times \left(\frac{d_3}{2}\right)^2} \leq \frac{R_e}{k}$$

$$d_3 \geq \sqrt{\frac{4 \times F_{cT} \times k}{\pi \times R_e}}$$

$$d_3 \geq \sqrt{\frac{4 \times 11366 \times 1,8}{\pi \times 235}}$$

$$\underline{\underline{d_3 \geq 10,53mm}}$$
(12.2)

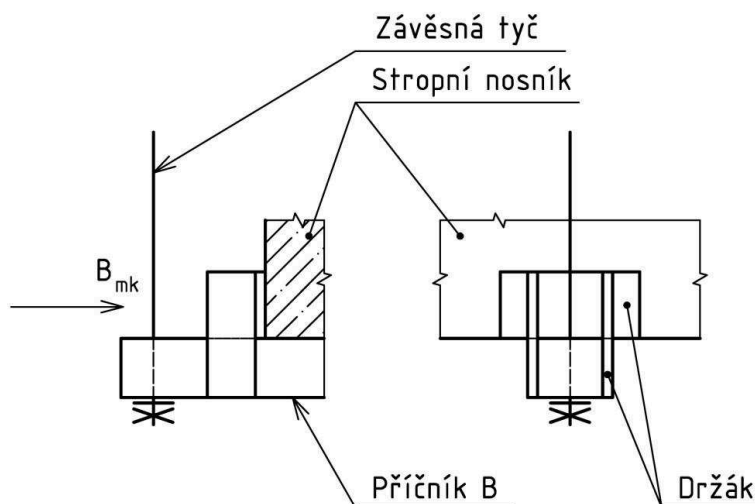
Z [22] volím závit M20, který svým průměrem  $d_3 = 16,9mm$  vyhovuje pevnostní podmínce. Dále z katalogu firmy Ferona [23] vyberu profil ČSN EN 10060 průměr 20 mm, který bude použit k výrobě dvanácti závěsných tyčí.



Obr. 12.1 Šroubové spojení příčníku B a závěsných tyčí

### 13 Zajištění proti horizontálnímu posunu jeřábové dráhy

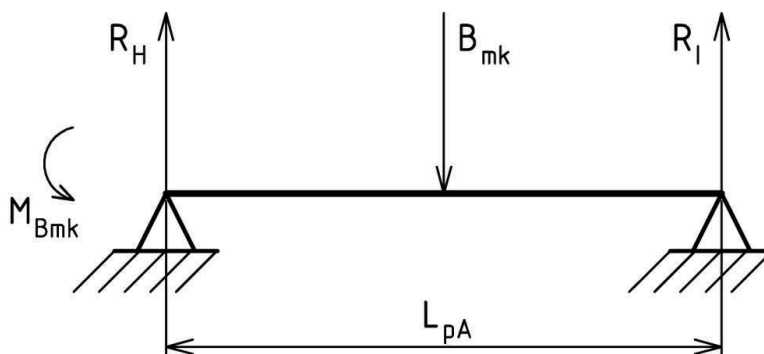
Vlivem působení setrvačných sil během rozjíždění a zastavení jeřábové kočky s břemenem, působí na jeřábovou dráhu síla  $B_{mk}$ . Ta má za následek posun dráhy v horizontálním směru (obr. 13.1). Tomuto posunu je možné zabránit držákem, který bude přidělán k příčníku B a tento držák se opře o stropní nosník (obr. 13.1). Držák je svařen ze tří plochých ocelových profilů. Na jednom příčníku B budou dva držáky (pro oba směry). Celá jeřábová dráha bude jištěna osmi držáky (pro oba směry).



Obr. 13.1 Návrh držáku k zajištění proti horizontálnímu posuvu jeřábové dráhy

#### 13.1 Kontrola příčníku A

Příčník A je také ohybovým momentem, který vyvolá síla  $B_{mk}$ . Tato síla vzniká při rozjíždění a zastavení jeřábové kočky s břemenem. Zatížení je znázorněno na (obr. 13.2).

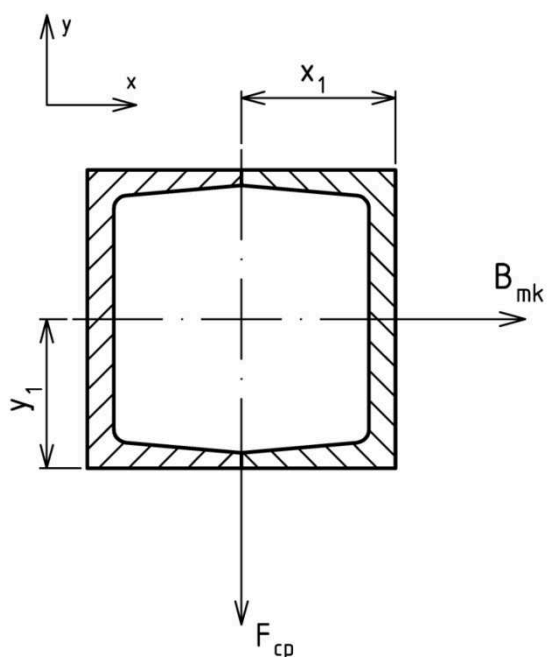


Obr. 13.2 Působení síly  $B_{mk}$  a reakce na příčníku B

Velikost ohybového momentu je dána vztahem (13.1).

$$\begin{aligned}
 M_{BmK} &= \frac{\frac{B_{mk}}{2}}{2} \cdot \frac{L_{pA}}{2} \\
 M_{BmK} &= \frac{2487}{4} \cdot \frac{0,8}{2} \\
 \underline{\underline{M_{BmK} &= 248 N \cdot m}}
 \end{aligned}
 \tag{13.1}$$

Výsledné namáhání příčnicku B je znázorněno na (obr. 13.3) a dáno vztahem (13.2).



Obr. 13.3 Řez příčnickem B a síly  $F_{cp}$ ,  $B_{mk}$ .

Vztah pro výsledné napětí vyvolané ohybovým momentem od sil  $F_{cp}$  a  $B_{mk}$  [24]:

$$\begin{aligned}
 \sigma_{OA} &= \frac{M_{Bmk}}{2 \cdot J_{yA}} \cdot x_1 + \frac{M_{OAc}}{2 \cdot J_{xA}} \cdot y_1 \\
 \sigma_{OA} &= \frac{0,248 \cdot 10^6}{2 \cdot 29,3 \cdot 10^4} \cdot 50 + \frac{9,036 \cdot 10^6}{2 \cdot 206 \cdot 10^4} \cdot 50 \\
 \underline{\underline{\sigma_{OA} &= 131 Mpa}}
 \end{aligned}
 \tag{13.2}$$



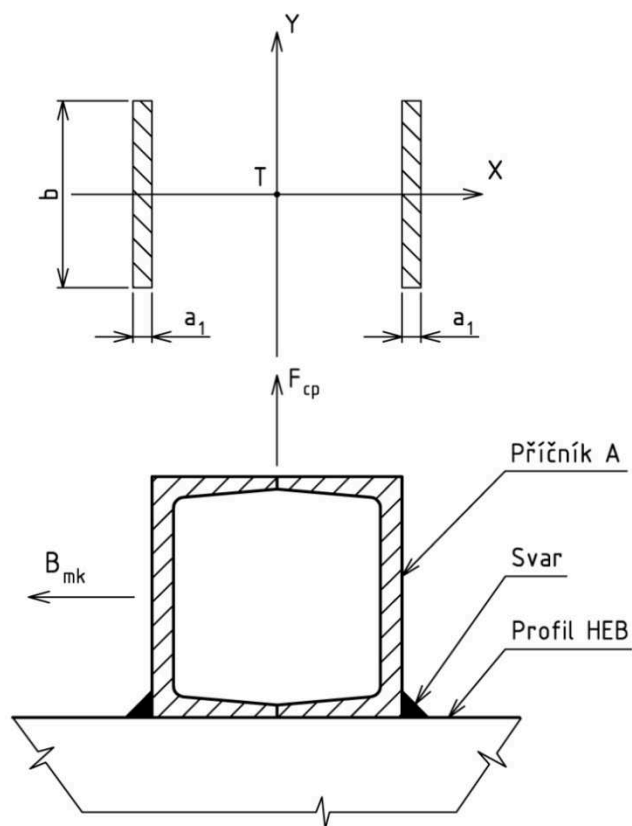
Nakonec provedu kontrolu příčnicku A dle pevnostní podmínky:

$$\begin{aligned}\sigma_{OA} &\leq \frac{R_e}{k} \\ 131 &\leq \frac{235}{1,8} \\ \underline{\underline{131 \leq 131}}\end{aligned}\tag{13.3}$$

Příčník A dle pevnostní podmínky (13.3) vyhovuje a mohu pokračovat ve výpočtu.

### 13.2 Kontrola svarového spoje $a_1$

Síla  $B_{mk}$  též způsobuje smykové namáhání svarového spojení pojezdového nosníku HEB a příčnicku A. U toho svaru provedu výpočet napětí v tahu a ve smyku dle [20]. Výpočtu redukované napětí vztahem (13.6) dle [20] a provedu pevnostní kontrolu vztahem (13.7) dle [20]. Působení sil  $F_{cp}$  a  $B_{mk}$  je znázorněno na (obr. 13.4).



Obr. 13.4 Spojení příčnicku A a profilu HEB a sklopený nosný průřez svaru

$$\begin{aligned}
 \tau_{\perp 1} &= \frac{F_{cp}}{2 \cdot S_{svA}} \\
 \tau_{\perp 1} &= \frac{F_{cp}}{2 \cdot a_1 \cdot b} \\
 \tau_{\perp 1} &= \frac{45092}{2 \cdot 5 \cdot 240} \\
 \tau_{\perp 1} &= 18,8 \text{ MPa}
 \end{aligned} \tag{13.4}$$

$$\begin{aligned}
 \tau_{//1} &= \frac{B_{mk}}{2 \cdot S_{svA}} \\
 \tau_{//1} &= \frac{B_{mk}}{2 \cdot a_1 \cdot b} \\
 \tau_{//1} &= \frac{2487}{2 \cdot 5 \cdot 240} \\
 \tau_{//1} &= 1 \text{ MPa}
 \end{aligned} \tag{13.5}$$

$$\begin{aligned}
 \sigma_{red1} &= \sqrt{\left(\frac{\tau_{\perp 1}}{k_3}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{//1}}{k_4}\right)^2} \\
 \sigma_{red1} &= \sqrt{\left(\frac{18,8}{0,75}\right)^2 + \left(\frac{1}{0,65}\right)^2} \\
 \sigma_{red1} &= 25 \text{ MPa}
 \end{aligned} \tag{13.6}$$

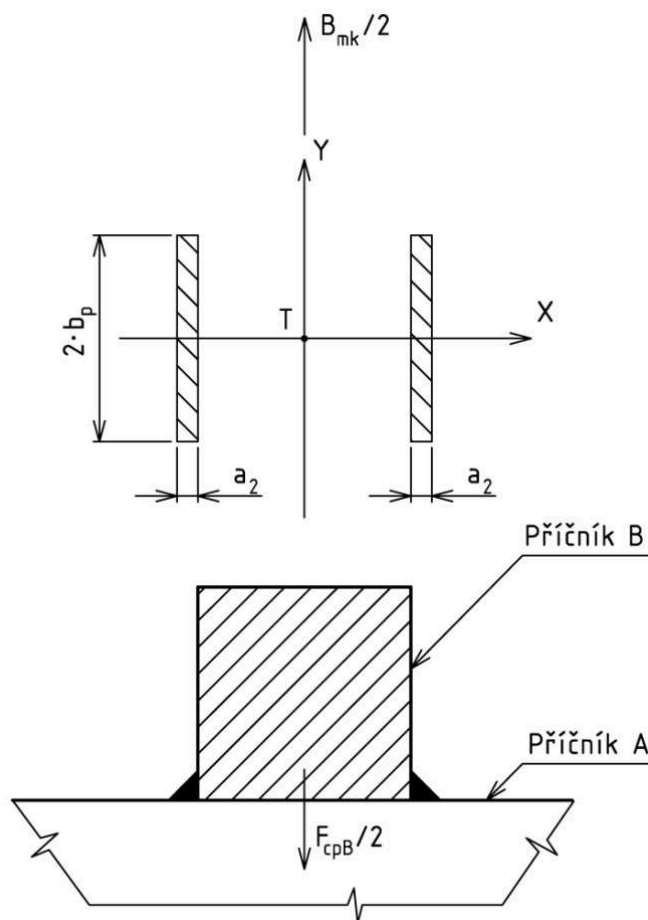
$$\begin{aligned}
 \sigma_{red1} &\leq \beta \cdot \sigma_{Dt} \\
 \sigma_{red1} &\leq \beta \cdot \frac{R_e}{k_s} \\
 25 &\leq 1 \cdot \frac{235}{6} \\
 25 &\leq 39,2
 \end{aligned} \tag{13.7}$$

Svarový spoj vyhovuje a mohou pokračovat ve výpočtu.

### 13.3 Kontrola svarového spoje a<sub>2</sub>

Síla  $B_{mk}$  též způsobuje smykové namáhání svarového spojení příčnicku A a příčnicku B. U toho svaru provedu výpočet napětí v tahu a ve smyku dle [20]. Výpočtu

redukované napětí vztahem (13.10) dle [20] a provedu pevnostní kontrolu vztahem (13.11) dle [20]. Působení sil  $F_{cp}$  a  $B_{mk}$  je znázorněno na (obr. 13.5).



Obr. 13.5 Spojení příčnicku B a příčnicku A a sklopený nosný průřez svaru

$$\tau_{\perp 2} = \frac{\frac{F_{cpB}}{2}}{2 \cdot S_{SvB}}$$

$$\tau_{\perp 2} = \frac{\frac{F_{cpB}}{2}}{2 \cdot a_2 \cdot 2 \cdot b_p} \quad (13.8)$$

$$\tau_{\perp 2} = \frac{45275}{8 \cdot 6 \cdot 50}$$

$$\tau_{\perp 2} = 18,9 \text{ Mpa}$$

$$\begin{aligned}
\tau_{//2} &= \frac{\frac{B_{mk}}{2}}{2 \cdot S_{SvB}} \\
\tau_{//2} &= \frac{\frac{B_{mk}}{2}}{2 \cdot a_2 \cdot 2 \cdot b_p} \\
\tau_{//2} &= \frac{2487}{8 \cdot 6 \cdot 50} \\
\tau_{//2} &= 1MPa
\end{aligned}
\tag{13.9}$$

$$\begin{aligned}
\sigma_{red2} &= \sqrt{\left(\frac{\tau_{\perp 2}}{k_3}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{//2}}{k_4}\right)^2} \\
\sigma_{red2} &= \sqrt{\left(\frac{18,9}{0,75}\right)^2 + \left(\frac{1}{0,65}\right)^2} \\
\sigma_{red2} &= 25,2MPa
\end{aligned}
\tag{13.10}$$

$$\begin{aligned}
\sigma_{red2} &\leq \beta \cdot \sigma_{Dt} \\
\sigma_{red2} &\leq \beta \cdot \frac{R_e}{k_s} \\
25,4 &\leq 1 \cdot \frac{235}{6} \\
\sigma_{red2} &= 39,2
\end{aligned}
\tag{13.11}$$

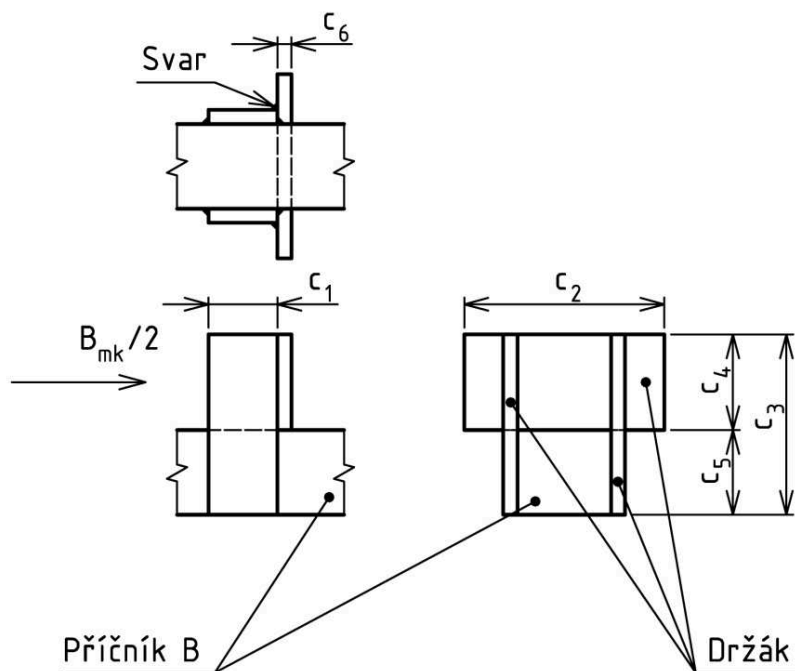
Svarový spoj vyhovuje a mohu pokračovat ve výpočtu.

### 13.4 Předběžný návrh konstrukce a rozměrů držáku

Předběžný návrh konstrukce je nakreslen na (obr. 13.6) a rozměry v (tab. 13.1). Materiálem zarážky bude ocel S235JR [18].

c <sub>1</sub> [mm]	c <sub>2</sub> [mm]	c <sub>3</sub> [mm]	c <sub>4</sub> [mm]	c <sub>5</sub> [mm]	c <sub>6</sub> [mm]
45	120	110	60	50	6

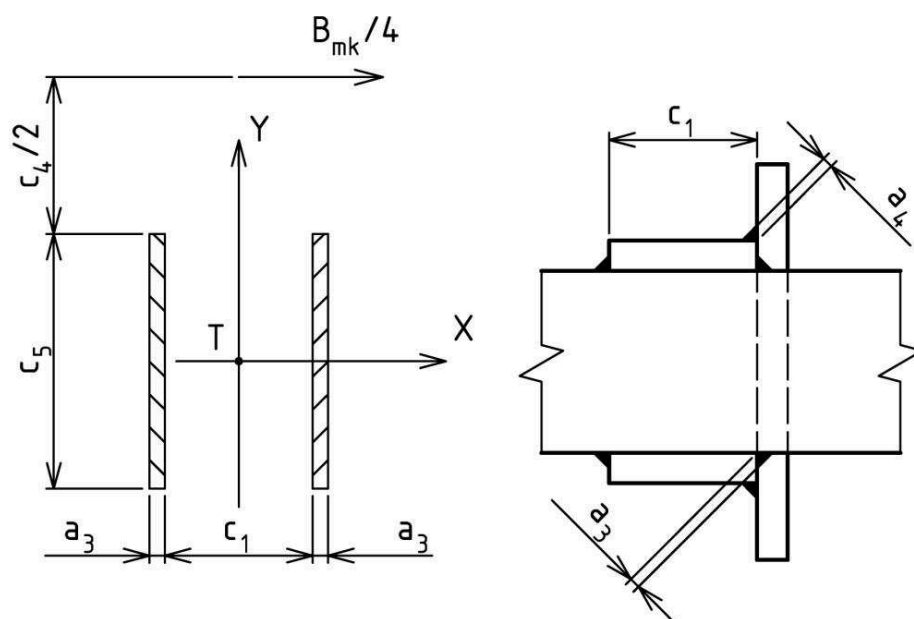
Tab. 13.1 Rozměry držáku



Obr. 13.6 Předběžný návrh konstrukce

### 13.5 Kontrola svarových spojů držáku

Svarové spoje jsou namáhány na smyk a ohyb. Výsledná napětí jsou dána vztahy (13.12), (13.13), redukované napětí vztahem (13.14) dle [20] a pevnostní kontrola vztahem (13.15) dle [20]. Na (obr. 13.7) je znázorněno namáhání svarového spoje.



Obr. 13.7 Spojení příčníku B a držáku a sklopený nosný průřez svaru

$$\begin{aligned}
 \tau_{\perp 3} &= \frac{\frac{B_{mk}}{4}}{2 \cdot S_{SvD}} \\
 \tau_{\perp 3} &= \frac{\frac{B_{mk}}{4}}{2 \cdot a_3 \cdot c_5} \\
 \tau_{\perp 3} &= \frac{2487}{8 \cdot 3 \cdot 50} \\
 \tau_{\perp 3} &= \underline{\underline{2,1 \text{ MPa}}}
 \end{aligned}
 \tag{13.12}$$

$$\begin{aligned}
 \tau_{\perp 4} &= \frac{M_{OD}}{W_{OSVy}} \\
 \tau_{\perp 4} &= \frac{\frac{B_{mk}}{4} \cdot \left( \frac{c_5}{2} + \frac{c_4}{2} \right)}{2 \cdot \frac{1}{6} \cdot a_3 \cdot c_5^2} \\
 \tau_{\perp 4} &= \frac{\frac{2487}{4} \cdot \left( \frac{50}{2} + \frac{60}{2} \right)}{2 \cdot \frac{1}{6} \cdot 3 \cdot 50^2} \\
 \tau_{\perp 4} &= \underline{\underline{13,7 \text{ MPa}}}
 \end{aligned}
 \tag{13.13}$$

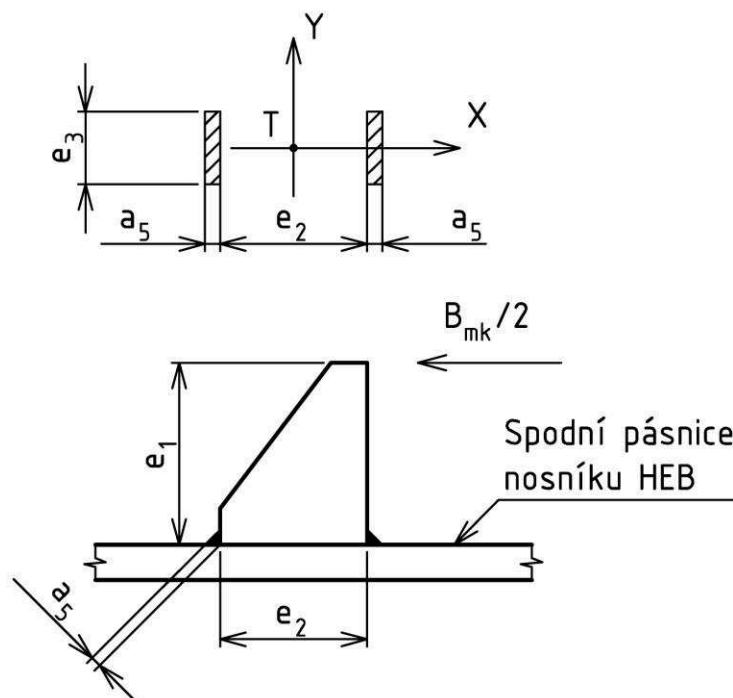
$$\begin{aligned}
 \tau_{\perp D} &= \tau_{\perp 3} + \tau_{\perp 4} \\
 \tau_{\perp D} &= 2,1 + 13,7 \\
 \tau_{\perp D} &= \underline{\underline{15,8 \text{ MPa}}}
 \end{aligned}
 \tag{13.14}$$

$$\begin{aligned}
 \tau_{\perp D} &\leq k_3 \cdot \sigma_{Dt} \\
 \tau_{\perp D} &\leq k_3 \cdot \frac{R_e}{k_s} \\
 15,8 &\leq 0,75 \cdot \frac{235}{6} \\
 \tau_{\perp D} &\leq \underline{\underline{29,4}}
 \end{aligned}
 \tag{13.15}$$

Svarový spoj vyhovuje pevnostní podmínce a mohu pokračovat ve výpočtu.

## 14 Návrh zarážky a koncového spínače pojezdu jeřábové kočky

V mezních polohách, tedy na obou koncích pojezdového nosníku je nutné instalovat dvě zarážky, které zamezí případnému vyjetí jeřábové kočky z pojezdového nosníku v případě, že by selhal koncový spínač. Zarážky též mohou sloužit jako nárazníky jeřábové kočky. Jejich přesná poloha bude vymezena až během montáže jeřábové dráhy ve výrobní hale. Návrh tvaru a umístění držáku je znázorněn na (obr. 14.1) a rozměry držáku v (tab. 14.1). Materiálem zarážky bude ocel S235JR [18].



Obr. 14.1 Spojení zarážky s nosníkem HEB a sklopený nosný průřez svaru

$e_1$ [mm]	$e_2$ [mm]	$e_3$ [mm]
80	50	30

Tab. 14.1 Rozměry zarážky

Provedu kontrolu svarového spojení. Nejprve vypočtu kvadratický moment nosného průřezu svaru (14.1) dle [20]. Dále zjistím napětí v ohybu (14.2) dle [20] a provedu pevnostní kontrolu (14.3) dle [20].

$$\begin{aligned}
 J_{ye} &= 2 \cdot \left[ \frac{1}{12} \cdot a_5^3 \cdot e_3 + a_5 \cdot e_3 \cdot \left( \frac{e_2 + a_5}{2} \right)^2 \right] \\
 J_{ye} &= 2 \cdot \left[ \frac{1}{12} \cdot 4^3 \cdot 30 + 4 \cdot 30 \cdot \left( \frac{50 + 4}{2} \right)^2 \right] \\
 J_{ye} &= \underline{\underline{175280 \text{ mm}^4}}
 \end{aligned} \tag{14.1}$$

$$\begin{aligned}
 \tau_{\perp 5} &= \frac{M_{Oe}}{W_{Oe}} \\
 \tau_{\perp 5} &= \frac{\frac{B_{mk}}{2} \cdot e_1}{J_{ye}} \\
 &\quad \frac{e_2}{2} + a_5 \\
 \tau_{\perp 5} &= \frac{\frac{2487}{2} \cdot 80}{175280} \\
 &\quad \frac{50}{2} + 4 \\
 \tau_{\perp 5} &= \underline{\underline{16,5 \text{ MPa}}}
 \end{aligned} \tag{14.2}$$

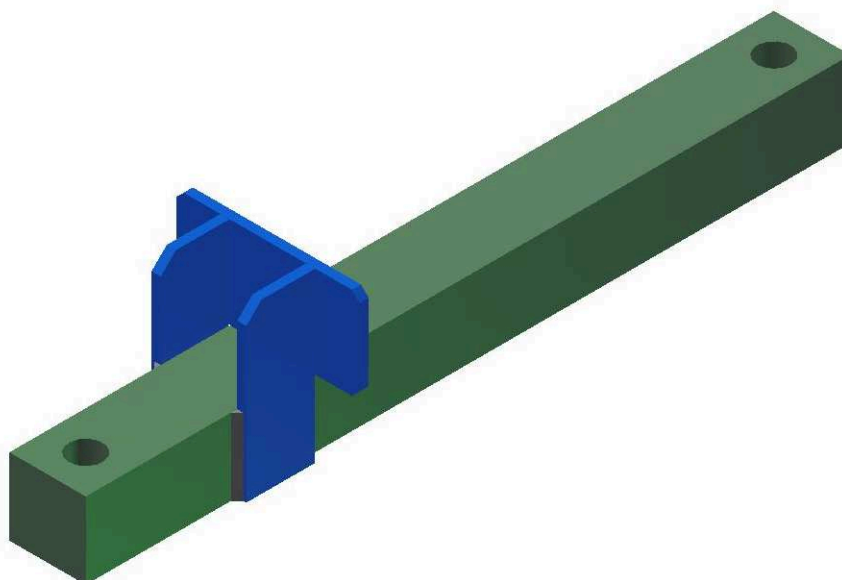
$$\begin{aligned}
 \tau_{\perp 5} &\leq k_3 \cdot \sigma_{Dt} \\
 \tau_{\perp 5} &\leq k_3 \cdot \frac{R_e}{k_s} \\
 25,4 &\leq 0,75 \cdot \frac{235}{6} \\
 \underline{\underline{16,5}} &= 29,4
 \end{aligned} \tag{14.3}$$

Svarový spoj vyhovuje pevnostní podmínce.

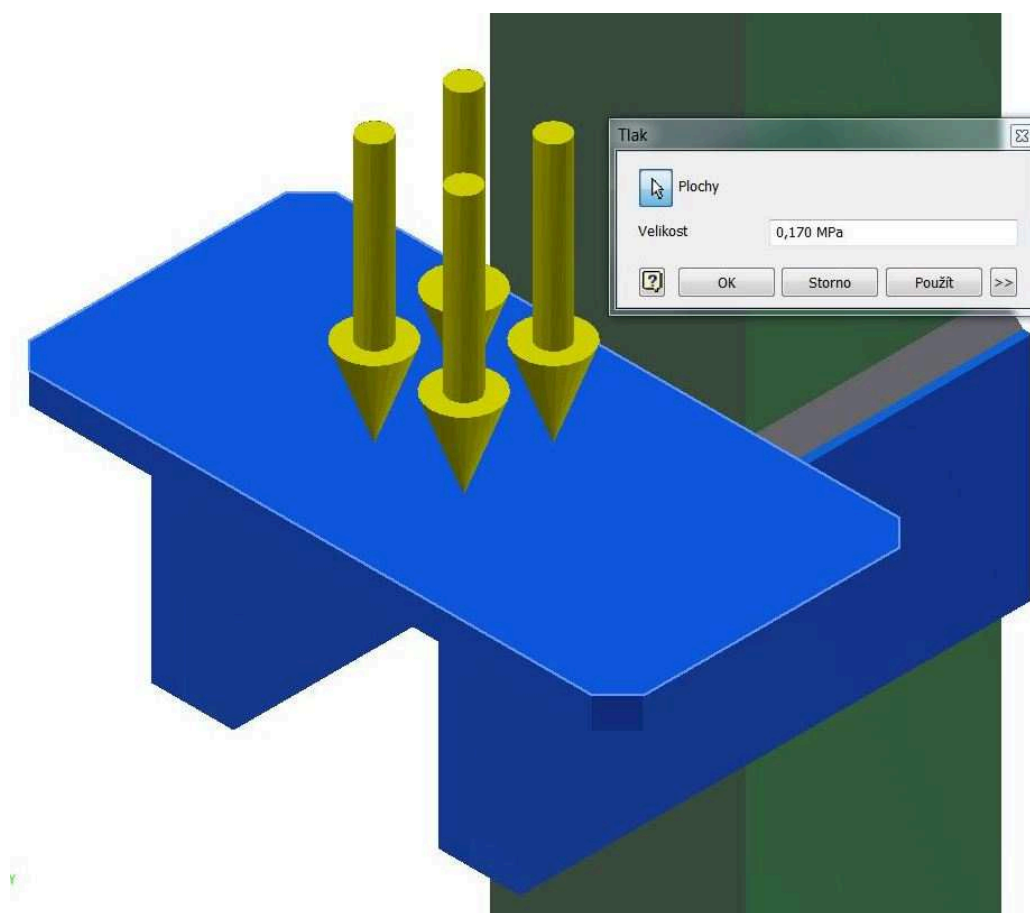
## 15 Kontrola držáku pomocí MKP

Pro aplikaci MKP, jsem si vybral držák konstrukce jeřábové dráhy, který je svarovými spoji přichycen k příčnicku B (obr. 15.1). V simulaci aplikuji zatížení plochy držáku tlakem, který je vyvolán silou  $B_{mk}/2$  (obr. 15.2). Velikost tlaku je dána vztahem (15.1)





Obr. 15.1 Spojení příčníku B a držáku pomocí svarových spojů

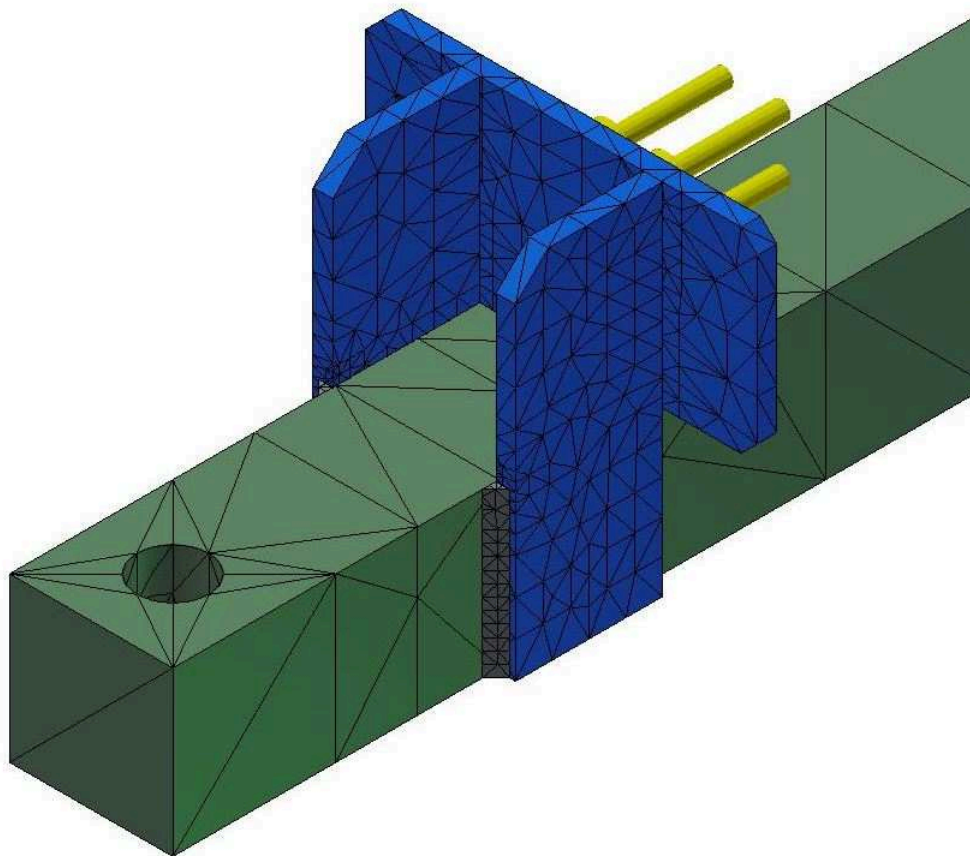


Obr. 15.2 Zatížení držáku tlakem vyvolaným silou  $B_{mk} / 2$

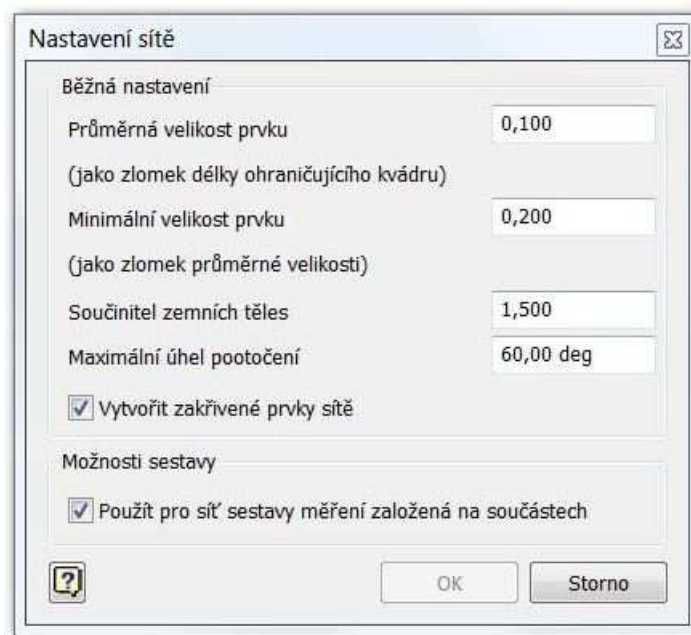
$$\begin{aligned} P_D &= \frac{\frac{B_{mk}}{2}}{S_D} \\ P_D &= \frac{2487}{2 \cdot 7150} \\ \underline{\underline{P_D = 0,17 MPa}} \end{aligned} \quad (15.1)$$

Příčník B byl pevně zavazben, aby nedocházelo k jeho pohybu. Dále byly nastaveny vázané dotyky mezi svarovými spoji a držákem, a také příčníkem B. Dotyky mezi držákem a příčníkem B byly nastaveny jako separované (oddělitelné).

Hustota sítě je znázorněna na (obr. 15.3) a její nastavení na (obr. 15.4) . Ponechal jsem původní nastavení programu.

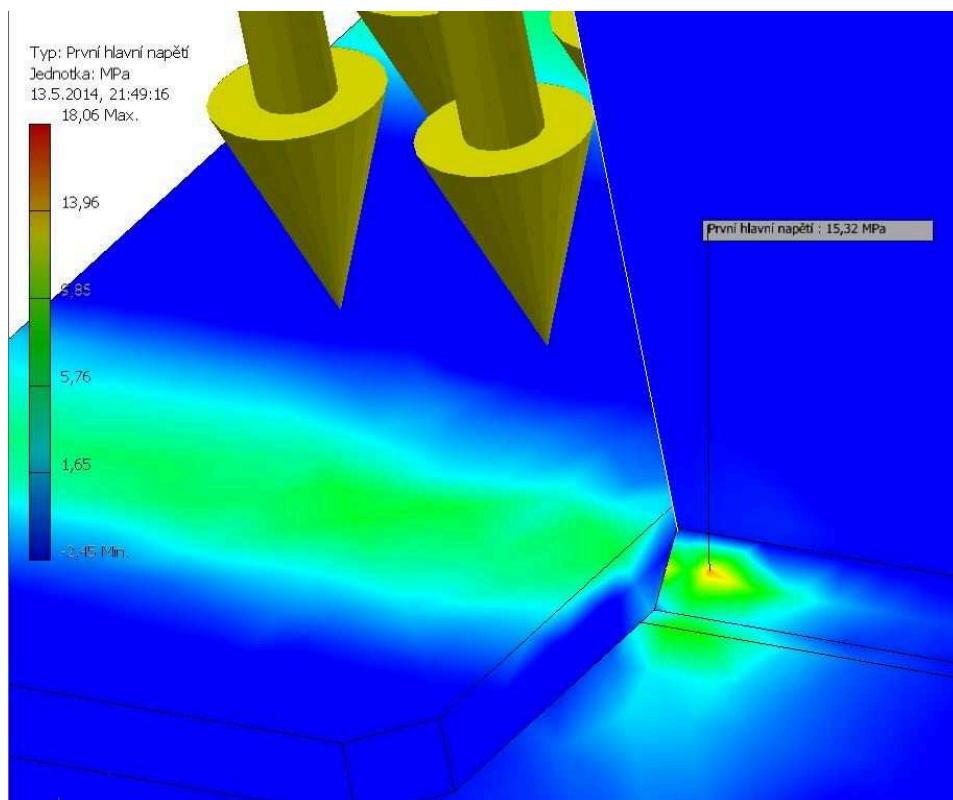


Obr. 15.3 Sít modelu pro MKP

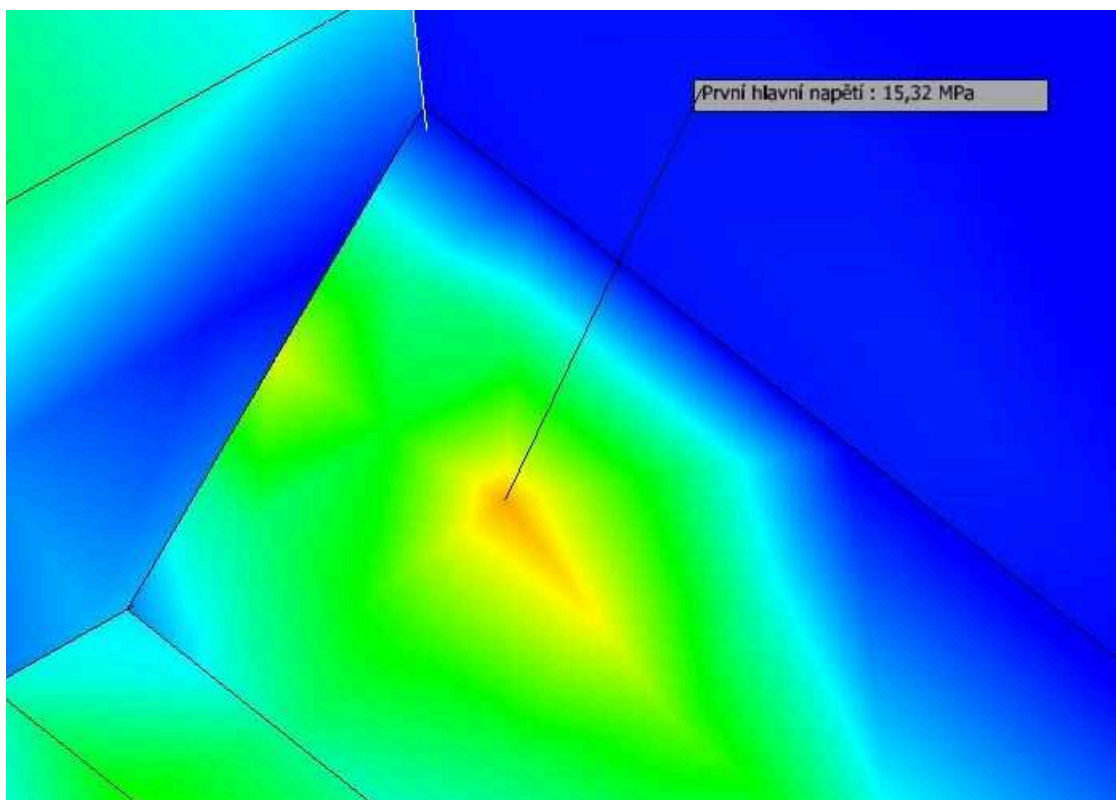


Obr. 15.4 Nastavení sítě modelu pro MKP

Výsledek zatížení je znázorněn na (obr. 15.5). Z detailu (obr. 15.6) je patrná koncentrace napětí na konci svarového spoje. V tomto místě je hodnota napětí  $\sigma_{MKP} = 15,32 \text{ MPa}$  a odpovídá analytickému řešení výpočtem (13.14).



Obr. 15.5 Výsledné zatížení svaru dle MKP



Obr. 15.6 Detail s výsledným zatížením dle MKP

## 16 Závěr

Výsledný návrh konstrukce jeřábové dráhy splňuje požadavky na něj kladené z hlediska funkčnosti i pevnosti. Během výpočtu byly zjištěny zatěžující síly a podle tohoto zatížení vhodně nadimenzovány jednotlivé součásti a svarové spoje. Pevnostní výpočet byl proveden v programu Autodesk Inventor Professional 2012

## 17 Seznam použité literatury

- [1] *Jass, a.s.* [online]. 2013 [cit. 2014-05-01]. Dostupné z:  
<http://www.netfirmy.cz/firma/438-jass-as/>
- [2] *Jass, a.s.* [online]. 2013 [cit. 2014-05-01]. Dostupné z:  
<http://www.jass.cz/produkty-17/sloupove-a-konzolove-otocne-jeřaby-10/>
- [3] *K-Technik s.r.o.* [online]. 2007 [cit. 2014-05-01]. Dostupné z:  
<http://www.k-technik.cz/page.php?page=sloupove-a-konzolove-jeřaby>
- [4] *iDnes.cz.* [online]. 2011 [cit. 2014-05-01]. Dostupné z:

- [http://plzen.idnes.cz/foto.aspx?r=plzen-zpravy&c=A110513\\_185614\\_plzen-zpravy\\_alt](http://plzen.idnes.cz/foto.aspx?r=plzen-zpravy&c=A110513_185614_plzen-zpravy_alt)
- [5] *Hornictvi.info. Das Bergwerk im Bild.* [online]. 2013 [cit. 2014-05-01]. Dostupné z: <http://www.hornictvi.info/cteni/bergwerk/1.htm>
- [6] *ČKD Autojeřáby.* [online]. 2008 [cit. 2014-05-01]. Dostupné z: <http://www.ckd-jeřaby.cz/stranky/autojeraby.htm>
- [7] *Caltav Indonesia, Crane Service Batam Indonesia.* [online]. 2013 [cit. 2014-05-01]. Dostupné z: <http://www.blog.caltav.com/wp-content/uploads/2013/02/crane-service.jpg>
- [8] *Jass, a.s.* [online]. 2013 [cit. 2014-05-01]. Dostupné z: <http://www.jass.cz/produkty-17/jerabov-drahy-5/>
- [9] *Kari-sítě-roxory.* [online]. 2013 [cit. 2014-05-01]. Dostupné z: <http://www.kari-site-roxory.cz/hutni-material/eshop/10-1-HEB-profil/0/5/163-HEB-profil-300-S235JR>
- [10] *K-Technik s.r.o.* [online]. 2007 [cit. 2014-05-01]. Dostupné z: <http://www.k-technik.cz/page.php?page=retezove-kladkostroje>
- [11] *K-Technik s.r.o.* [online]. 2007 [cit. 2014-05-01]. Dostupné z: <http://www.k-technik.cz/page.php?page=lanove-kladkostroje>
- [13] *Evropská databanka.* [online]. 2013 [cit. 2014-05-01]. Dostupné z: <http://www.edb.cz/grmat/nabidky/23976x1.jpg>
- [14] *Prochazka-mp.* [online]. 2013 [cit. 2014-05-01]. Dostupné z: <http://www.prochazka-mp.cz/aktuality/Specialni-jeřabova-draha-pro-vodni-elektrarnu-Ceske-Udoli-14/>
- [15] *Sevtech C & P.* [online]. 2013 [cit. 2014-05-01]. Dostupné z: <http://sevtech.home.pl/kreator/page3.php>
- [16] ČSN 27 0103. *Navrhování ocelových konstrukcí jeřábů.* PRAHA: Český normalizační institut. 1989
- [17] *Ferona a.s.:hutní materiál, katalog* [online]. 2014 [cit. 2014-05-01]. Dostupné z: <http://www.ferona.cz/cze/katalog/detail.php?id=34305>
- [18] *Bolzano.cz.: Technická příručka* [online]. 2004 [cit. 2014-05-01]. Dostupné z: <http://prirucka.bolzano.cz/cz/technicka-podpora/techprir/tycovaocel/EN10025/S235JRG2/>
- [19] *Ferona a.s.:hutní materiál, katalog* [online]. 2013 [cit. 2014-05-01]. Dostupné z: <http://www.ferona.cz/cze/katalog/detail.php?id=29897>

- [20] Kaláb Květoslav. *Části a mechanismy strojů: Části spojovací*. VŠB-TU, Ostrava. 2014
- [21] *Ferona a.s.:hutní materiál, katalog* [online]. 2013 [cit. 2014-05-01]. Dostupné z: <http://www.ferona.cz/cze/katalog/detail.php?id=25135>
- [22] Leinvebr J., Vávra P. *Strojnické tabulky: Páté upravené vydání*. Albra, Úvaly, 2011, ISBN 978-80-7361-081-4
- [23] *Ferona a.s.:hutní materiál, katalog* [online]. 2013 [cit. 2014-05-01]. Dostupné z: <http://www.ferona.cz/cze/katalog/detail.php?id=24539>
- [24] *Západočeská univerzita v Plzni*. [online]. 2014 [cit. 2014-05-01]. Dostupné z: <http://www.kme.zcu.cz/kmet/pp/kombinovane-namahani/kombinovane-namahani.pdf>

## 18 Seznam příloh

A. Výkres sestavy jeřábové dráhy na A0	KAD0015-BP-001
B. Výkres podsestavy příčnicku A na A3	KAD0015-BP-002
C. Výkres podsestavy držáku na A3	KAD0015-BP-003
D. Výkres závěsné tyče na A3	KAD0015-BP-004
E. Výkres příčnicku B na A3	KAD0015-BP-005
F. Výkres zarážky na A4	KAD0015-BP-006
G. Výkres U profilu na A3	KAD0015-BP-007
H. Výkres ploché tyče 1 na A4	KAD0015-BP-008
CH. Výkres ploché tyče 2 na A4	KAD0015-BP-009